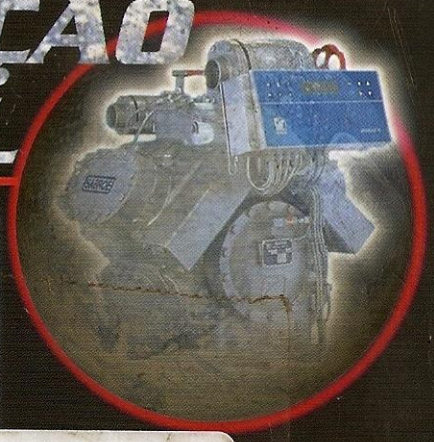
W. F. STOECKER
J. M. SAIZ JABARDO

REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL

EDITORA EDGARD BLÜCHER LTDA

REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL



Refrigeração Industrial aborda de forma simples e prática aspectos de importância e do "dia a dia" de operadores e projetistas de instalações frigoríficas, em especial, aquelas para aplicações industriais. Temas como:

- análise termodinâmica dos ciclos frigoríficos de simples e duplo estágio de compressão
- análise do desempenho de compressores alternativos e parafuso
- serpentinas e evaporadores
- condensadores
- tubulações, válvulas e reservatórios
- refrigerantes
- segurança

são tratados de forma didática, acessível a técnicos e operadores. O livro pode servir de texto em cursos de sistemas frigoríficos ministrados em escolas técnicas de nível médio, universidades e cursos de extensão universitária.

Exemplos numéricos são apresentados, envolvendo aplicações dos mais variados temas. Embora o Sistema Internacional de unidades (SI) receba tratamento preferencial ao longo do texto e nos exemplos de aplicação, tabelas de conversão ao sistema inglês (I-P) de unidades são apresentadas. Tabelas completas de propriedades termodinâmicas e de transporte, acompanhadas de seus respectivos diagramas (pressão - entalpia), de diversos refrigerantes halogenados, inclusive de alternativos aos CFCs, tais como o R-134a e o R-404A, e da amônia, são apresentadas no apêndice, juntamente com cartas psicrométricas à pressão atmosférica normal.

EDITORA EDGARD BLÜCHER LTDA

ABRAVA

IBF

ISBN 85-212-0305-5

9 788521 203056

REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL

2.ª edição

W. F. Stoecker
Universidade de Illinois, Urbana-Champaign

J. M. SAIZ JABARDO
Universidade de São Paulo

EDITORA EDGARD BLÜCHER LTDA

© 2002 *W. F. Stoecker*
J. M. Saiz Jabardo

2ª edição - 2002

É proibida a reprodução total ou parcial
por quaisquer meios
sem autorização escrita da editora

EDITORA EDGARD BLÜCHER LTDA.
Rua Pedroso Alvarenga, 1245 - cj. 22
04531-012 – São Paulo, SP – Brasil
Fax: (0xx11)3079-2707
e-mail: eblucher@uol.com.br

Impresso no Brasil *Printed in Brazil*

ISBN 85-212-0305-5

EDITORA AFILIADA

PREFÁCIO DA 2.ª EDIÇÃO

A primeira edição de Refrigeração Industrial veio à luz em 1994, tendo se baseado em material da década de 80. A década dos 90 se caracterizou por significativos avanços no campo da refrigeração, motivados por aspectos meio ambientais e tecnológicos, como a implementação do Protocolo de Montreal, que determinou a retirada do mercado dos compostos conhecidos por CFCs, e a intensiva aplicação da tecnologia digital e da informática. Por outro lado, deve se reconhecer que a 1.ª edição eivada de pequenos (alguns não tão pequenos) erros de grafia que clamavam por uma revisão urgente. Esses foram os elementos motivadores da revisão que redundou na 2.ª edição, na qual foram preservados os fundamentos da primeira.

Assim, além de uma significativa transformação gráfica e editorial, o leitor poderá verificar algumas modificações como a completa eliminação das unidades do sistema I-P (inglês) em favor do sistema internacional (SI). Alguns capítulos foram desmembrados (9, 11), outros atualizados (como o 12) e, finalmente, no Capítulo 13, sobre Segurança, houve a preocupação em adaptá-lo às características do país, embora se reconheça a precariedade interna no que diz respeito à normalização e legislação nessa área.

O incentivo do Prof. Lincoln Camargo Neves, FEA, Universidade Estadual de Campinas, presidente do Instituto Brasileiro do Frio, IBF, é reconhecido e apreciado. O segundo autor estende seu reconhecimento e admiração a sua esposa, Temis Rute Saiz Jabardo, pela sua inestimável colaboração (e incentivo) durante a elaboração de ambas as edições.

José M. Saiz Jabardo
São Carlos, SP

CONTEÚDO

1 REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL

1.1 Refrigeração industrial comparada ao condicionamento de ar para conforto 1
1.2 O que é a Refrigeração Industrial? 2
1.3 Armazenamento de alimentos não congelados 2
1.4 Alimentos congelados 3
1.5 Processamento de alimentos 4
1.6 Condicionamento de ar na indústria 6
1.7 Refrigeração na indústria de manufatura 6
1.8 Refrigeração na indústria da construção 6
1.9 Refrigeração na indústria química e de processos 7

2 FUNDAMENTOS DA TERMODINÂMICA APLICADA À REFRIGERAÇÃO

2.1 O Sistema Internacional de Unidades, SI 8
2.2 Grandezas fundamentais e derivadas no Sistema Internacional 8
2.3 Conversão de unidades 10
2.4 Algumas constantes importantes do SI 13
2.5 O diagrama pressão-entalpia 13
2.6 A utilização das tabelas e dos diagramas de propriedades termodinâmicas dos refrigerantes 17
2.7 O ciclo de refrigeração de Carnot 19
2.8 O ciclo de Carnot com um refrigerante real 21
2.9 O coeficiente de eficácia (COP) 23
2.10 Condições para COP elevados em ciclos de Carnot 24
2.11 A bomba de calor de Carnot 26
2.12 A equação da Conservação da Energia para Regime Permanente 28
2.13 Análise do ciclo de Carnot através das entalpias 32
2.14 A tonelada de Refrigeração 34
2.15 Compressão de vapor seco comparada à compressão de vapor úmido 35
2.16 O motor térmico comparado a um dispositivo de expansão 38
2.17 O Ciclo Padrão de Compressão a Vapor e suas variantes 40
2.18 Conclusão 43

3 SISTEMAS DE MÚLTIPLOS ESTÁGIOS DE PRESSÃO

3.1 Compressão em múltiplos estágios de pressão na Refrigeração Industrial 44
3.2 A remoção do gás de "flash" 44
3.3 Resfriamento intermediário em compressão de duplo estágio 49
3.4 Compressão com duplo estágio e uma única temperatura de evaporação 54
3.5 A pressão intermediária ótima 55
3.6 Compressão com duplo estágio e dois níveis de temperatura de evaporação 57
3.7 Seleção do compressor 60
3.8 Estágio único ou estágio duplo de compressão? 63
3.9 Sistemas em cascata 63
3.10 Conclusão 66

4 COMPRESSORES ALTERNATIVOS

4.1 Tipos de compressores 67
4.2 Rendimento volumétrico de espaço nocivo 69
4.3 O efeito da temperatura de evaporação sobre a vazão de refrigerante 71
4.4 O efeito da temperatura de evaporação sobre a capacidade frigorífica 72
4.5 O efeito da temperatura de evaporação sobre a potência de compressão 73
4.6 O efeito da temperatura de condensação sobre a vazão de refrigerante e a capacidade de refrigeração 74
4.7 O efeito da temperatura de condensação sobre a potência de compressão 76
4.8 Catálogos de fabricantes 77
4.9 O rendimento volumétrico real 78
4.10 Eficiência de compressão adiabática 80
4.11 O efeito das temperaturas de evaporação e condensação sobre o COP 82
4.12 Relação entre pressões e diferenças máximas de pressão 83
4.13 O efeito do superaquecimento do vapor de aspiração e do sub-resfriamento do líquido 84
4.14 Temperaturas de descarga e cabeçotes resfriados a água 87
4.15 Lubrificação e resfriamento do óleo 87
4.16 Controle da capacidade 88
4.17 Compressores com múltiplas funções 90
4.18 O mercado dos compressores alternativos 92

5 COMPRESSORES PARAFUSO

5.1 Tipos de compressores rotativos parafuso 93
5.2 Princípio de funcionamento 93
5.3 Desempenho de um compressor de parafuso 96
5.4 Eficiência de compressão adiabática 97
5.5 O efeito das temperaturas de evaporação e de condensação 99
5.6 Controle de capacidade e desempenho em carga parcial 101
5.7 Compressores com relação entre volumes variável 103
5.8 Injeção de óleo e resfriamento 103
5.9 Aspiração a uma pressão intermediária 106
5.10 Seleção do motor de acionamento 107
5.11 O mercado dos compressores parafuso 108
5.12 Compressor parafuso simples 109

6 EVAPORADORES, SERPENTINAS E RESFRIADORES

6.1 Meios de transferência da carga de refrigeração 112
6.2 O coeficiente Global de Transferência de Calor - U 115
6.3 As aletas no lado do ar 119
6.4 A mudança de fase do refrigerante no interior de tubos 120
6.5 Propriedades do ar úmido — A Carta Psicométrica 121
6.6 A lei da linha reta 125
6.7 Linha do processo do ar numa serpentina 127
6.8 O efeito de condições operacionais sobre o desempenho da serpentina 129
6.9 Seleção de serpentinas em catálogos de fabricantes 131
6.10 Controle da umidade em ambientes refrigerados 135
6.11 Seleção e desempenho do ventilador e seu motor 140
6.12 O número de serpentinas e sua localização 143
6.13 Métodos de introdução do refrigerante e de controle de sua vazão 145
6.14 Formação de neve em serpentinas de baixa temperatura 147
6.15 Métodos de degelo de serpentinas 149
6.16 Degelo por gás quente 151
6.17 Serpentinas com borrifamento de anti-congelante 157
6.18 Resfriadores de líquidos 159
6.19 Temperatura ótima de evaporação 162

7 RECIRCULAÇÃO DE LÍQUIDO

7.1 O evaporador com recirculação de líquido 165
7.2 Circulação por bombas e por pressão de gás 166
7.3 Vantagens e desvantagens da recirculação de líquido 167
7.4 Fundamentos da recirculação de líquido 168
7.5 Admissão do refrigerante 171
7.6 A recirculação por bomba 172
7.7 Características das bombas de recirculação 174
7.8 A recirculação de líquido por pressão de gás 178
7.9 Análise energética do bombeamento por gás 182
7.10 Considerações finais 186

8 CONDENSADORES

8.1 Tipos utilizados na refrigeração industrial 188
8.2 Condensação em superfícies exteriores 189
8.3 A condensação no interior de tubos 191
8.4 A Relação de Rejeição de Calor 192
8.5 Desempenho de condensadores resfriados a ar e a água 193
8.6 Torres de resfriamento 196
8.7 Condensadores evaporativos 199
8.8 Desempenho de condensadores evaporativos — características operacionais e de projeto 201
8.9 O efeito da temperatura de bulbo úmido do ar ambiente 201
8.10 O efeito das vazões do ar e da água sobre a capacidade 203
8.11 Análise das condições favoráveis para a redução da vazão de ar 203
8.12 Operação dos condensadores evaporativos durante o inverno 205
8.13 Remoção de incondensáveis 207
8.14 Tubulação em condensadores isolados 209
8.15 Tubulação em condensadores paralelos 213
8.16 O condensador evaporativo como meio de resfriamento para cargas exteriores ao ciclo frigorífico 215
8.17 Tratamento da água em condensadores evaporativos 215
8.18 O condensador como componente do ciclo frigorífico 216

9 *TUBULAÇÕES*

9.1 Considerações gerais 218
9.2 As funcões das linhas de refrigerante 218
9.3 Perda de carga em tubos de seção circular 219
9.4 O diâmetro ótimo 224
9.5 Dimensionamento da tubulação 225
9.6 Linhas de líquido com trechos verticais 226
9.7 Linhas horizontais e em elevação para misturas bifásicas 230
9.8 Trechos em elevação na linha de aspiração de sistemas com expansão direta de refrigerantes halogenados 232

10 *VÁLVULAS*

10.1 Tipos de válvulas 235
10.2 Válvulas de bloqueio de atuação manual 235
10.3 Válvulas de expansão manuais ou válvulas de balanceamento 237
10.4 Válvulas de retenção 238
10.5 Válvulas de solenóide 239
10.6 Válvulas de solenóide pilotadas e acionadas por pressão de gás 240
10.7 Válvulas reguladores de pressão: de ação direta, pilotadas e de compensação externa 241
10.8 Controles de nível 243
10.9 Válvulas de expansão controladas por superaquecimento 245
10.10 Considerações finais 250

11 *RESERVATÓRIOS*

11.1 Reservatórios em instalações frigoríficas industriais .. 252
11.2 Reservatórios de líquido — considerações gerais 252
11.3 Separadores de líquido — considerações gerais 256
11.4 Reservatórios de alta pressão 261
11.5 Separadores de líquido para evaporadores inundados 262
11.6 Reservatórios de baixa pressão 263
11.7 Tanque de "flash"/resfriador intermediário 264
11.8 Acumulador de aspiração 265
11.9 Técnicas para melhorar o desempenho dos reservatórios 265

12 REFRIGERANTES

12.1 Introdução 268
12.2 Considerações preliminares 269
12.3 Nomenclatura 272
12.4 Propriedades físicas 276
12.5 Características de desempenho no ciclo de compressão a vapor 278
12.6 Aspectos relacionados à segurança na utilização e manuseio de refrigerantes 280
12.7 Compatibilidade com materiais 283
12.8 Interação com o óleo de lubrificação 284
12.9 Análise comparativa entre a amônia e os refrigerantes halogenados 286

13 SEGURANÇA

13.1 Introdução 290
13.2 A Norma ANSI/ASHRAE 15/1992 292
13.3 Vazos de pressão 293
13.4 Tubulações e válvulas 294
13.5 Dispositivos de alívio 297
13.6 Ventilação da casa de máquinas 301
13.7 Proteção contra incêndios em câmaras refrigeradas 303
13.8 Detecção de vazamentos 304
13.9 Descarga da amônia 304
13.10 Recomendações complementares 305
13.11 Plano de segurança da instalação 306

APÊNDICE A 308
APÊNDICE B 358
ÍNDICE REMISSIVO 367

CAPÍTULO 1

REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL

1.1 — Refrigeração industrial comparada ao condicionamento de ar para conforto

A refrigeração industrial, a exemplo do condicionamento de ar, tem como objetivo a refrigeração de alguma substância ou meio. Os componentes básicos de ambos os processos não diferem: compressores, trocadores de calor, ventiladores, bombas, tubos, dutos e controles. Os fluidos envolvidos mais comuns são: ar, água e algum refrigerante. Em suma, cada um dos sistemas é composto fundamentalmente de um ciclo frigorífico.

Os processos acima referidos apresentam uma série de similaridades, embora se distingam em diversos aspectos, tais como componentes, procedimentos de projeto e mercadológico. Tais diferenças justificam um tratamento diferenciado da refrigeração industrial. Não há dúvidas quanto ao predomínio do condicionamento de ar sobre a refrigeração industrial no que diz respeito ao número de unidades instaladas, volume de vendas e número de engenheiros empregados. Entretanto, apesar da inferioridade comercial observada, a refrigeração industrial envolve uma indústria atuante e tem reservado um papel fundamental na sociedade moderna.

A refrigeração industrial não pode ser considerada como um subproduto do condicionamento de ar. Ela apresenta características próprias que envolvem tanto uma mão de obra mais especializada quanto um custo maior de projeto em relação ao condicionamento de ar. Além disso, muitos problemas típicos de operação a baixas temperaturas, normais em instalações de refrigeração industrial, não se observam quando as temperaturas são aquelas características do condicionamento de ar para conforto. Concluindo, sistemas de condicionamento de ar são geralmente montados em fábrica, sendo dotados de pontos de conexão hidráulica e elétrica, além das saídas para sistemas de circulação de ar. Em refrigeração industrial, por outro lado, a prática usual é a montagem no local de operação, em virtude da diversidade de instalações.

O presente capítulo trata das distintas aplicações da refrigeração industrial, descrevendo superficialmente diversas facetas desse processo que realçam o seu potencial de aplicação.

1.2 — O que é a refrigeração industrial?

A refrigeração industrial poderia ser caracterizada pela faixa de temperatura de operação. No limite inferior, as temperaturas podem atingir valores entre -60 a -70°C e 15°C no limite superior. Aplicações em que se verifiquem temperaturas menores que o limite inferior pertencem à indústria da criogenia, a qual se especializa na produção e utilização de gás natural liqüefeito, oxigênio e nitrogênio líquidos. Outra forma de caracterizar a refrigeração industrial seria através das aplicações. Assim, a refrigeração industrial poderia ser descrita como sendo o processo utilizado nas indústrias químicas, de alimentos e de processos, envolvendo dois terços das aplicações e indústria manufatureira e laboratório. Algumas aplicações de bombas de calor poderiam ser associadas à refrigeração industrial, muito embora a rejeição de calor se faça a temperaturas relativamente elevadas em relação à temperatura ambiente.

1.3 — Armazenamento de alimentos não congelados

O tempo de exposição da maioria dos alimentos pode ser incrementado através de um armazenamento a baixas temperaturas. A Fig. 1-1 ilustra o efeito da temperatura de armazenamento sobre o tempo de exposição de diversos alimentos[1]. Observa-se que com a redução da temperatura de armazenamento, aumenta o tempo de exposição do alimento.

Muitos alimentos não exigem congelamento para seu armazenamento, incluindo-se entre eles: banana, maçã, tomate, alface, repolho, batata e cebola. A temperatura de armazenamento ótima para alguns desses produtos é indicada na Tabela 1.1. Nessa tabela, as temperaturas indicadas levam em consideração não somente a preservação do alimento como os aspectos econômicos do armazenamento. Embora alguns produtos

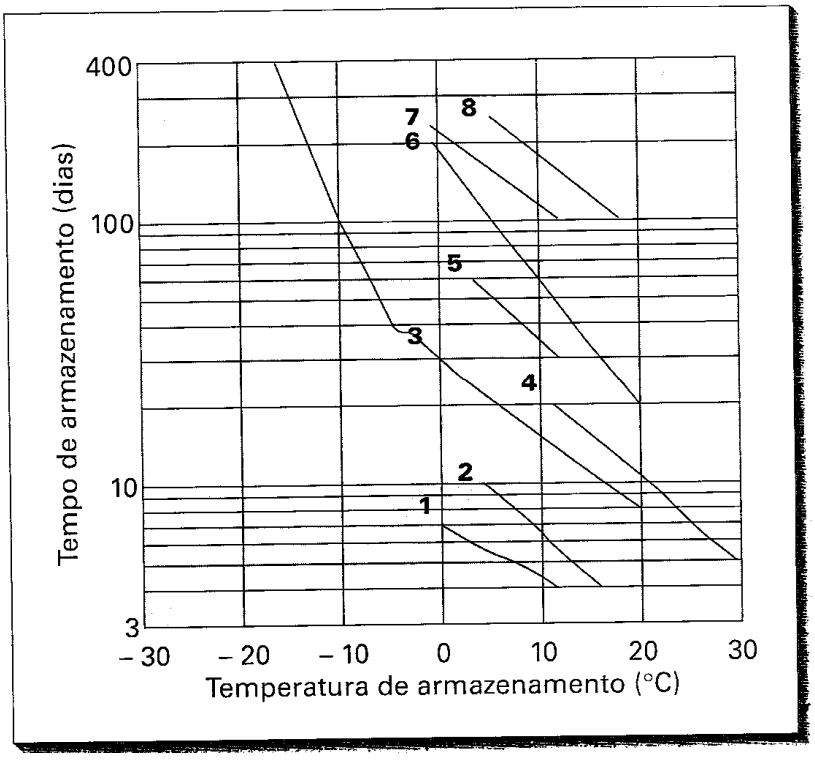


Figura 1.1 — Estimativa do tempo de exposição de diversos alimentos em função da temperatura.
1) frango,
2) peixe,
3) carne,
4) banana,
5) laranja,
6) maçã,
7) ovos,
8) maçã armazenada em atmosfera controlada de bióxido de carbono.

exijam temperaturas bem superiores à do congelamento da água para preservar suas características, a maioria dos alimentos deve ser armazenada a temperaturas próximas de 0°C. Algumas frutas podem ser armazenadas a temperaturas algo inferiores ao ponto de congelamento da água sem, entretanto, experimentarem qualquer formação de gelo, uma vez que a água presente contém, em solução, açúcar e outras substâncias que reduzem o ponto de congelamento.

Tabela 1.1 — Temperaturas recomendadas de armazenamento, sem congelamento, de diversos alimentos[2]

Produto	*Temperatura de Armazenamento* (°C)
Abacate	4 a 13
Alface	0 a 1
Banana	13 a 14
Frango	−1 a 2
Maçã	−1 a 0
Morango	−0,5 a 0
Pera	−2 a 0
Queijo	0 a 1
Repolho	0
Tomate	3 a 4

Logo após a colheita, as frutas e verduras freqüentemente se encontram levemente aquecidas. A fim de evitar sua deterioração precoce, elas devem ser rapidamente resfriadas em uma câmara refrigerada[3], ao invés de permitir que o resfriamento ocorra nas condições ambientais e, portanto, lentamente. Em muitos casos, utiliza-se um pré-resfriamento a vácuo. Este consiste em introduzir o produto, alface por exemplo, em uma câmara pré-evacuada, com conseqüente evaporação da água presente nas folhas, o que promove um rápido resfriamento da verdura.

1.4 — Alimentos congelados

A indústria de alimentos congelados remonta aos anos 1912-1915, quando uma expedição científica americana se dirigiu à península do Labrador[4]. Clarence Birdseye, membro da expedição, observou que peixe congelado a temperaturas abaixo de 0°C mantinha suas características por longos períodos de tempo. Posteriormente, Birdseye desenvolveu uma espécie de congelador de placas que utilizou no congelamento de carne, frango, peixe e vegetais. Entretanto, a experiência americana não teve a primazia, uma vez que, já nos idos de 1880, durante um transporte de carne da Austrália para a Inglaterra, observou-se que parte da carne se congelara. Ao se verificar que o congelamento não causara qualquer degradação nas características da carne, a sua prática se generalizou, dando início, assim, à indústria do alimento congelado.

A era moderna do alimento congelado teve início com o desenvolvimento de técnicas de congelamento rápido, através das quais, o congelamento pode ser realizado em horas, ao invés de dias, evitando-se, com isso, a formação de microcristais de gelo no interior do produto. Atualmente essa indústria é responsável por um significativo movimento econômico que envolve mais de 1500 produtos.*

* *Valores para o mercado americano.*

Os métodos mais populares[3] de congelamento incluem os túneis com ar a alta velocidade ("air-blast"), o congelamento por contato, em que o alimento, embalado ou não, é disposto entre placas refrigeradas, o congelamento por imersão do alimento em uma salmoura a baixa temperatura e, finalmente, o congelamento criogênico, em que um fluido criogênico, normalmente bióxido de carbono ou nitrogênio, ambos no estado líquido, são espargidos no interior da câmara de congelamento.

Na cadeia de distribuição, como regra geral, o alimento congelado é inicialmente armazenado em grandes câmaras de onde é removido em pequenas quantidades para os centros consumidores. As temperaturas de armazenamento dos alimentos congelados variam na faixa de -23°C a -18°C, embora produtos como o peixe sejam mais sensíveis à temperatura. Câmaras de armazenamento de peixe congelado operam até temperaturas da ordem de -30°C. O sorvete apresenta um comportamento semelhante ao de uma salmoura. Nestas, a presença de substâncias anticongelantes confere à solução um ponto de congelamento inferior àquele da água pura. A faixa de temperatura pela qual deve passar o sorvete até seu completo congelamento varia entre uma temperatura superior de -2°C até uma temperatura inferior da ordem de -30°C. O sorvete é embalado a uma temperatura de -5°C, na qual já apresenta alguma consistência, embora seja capaz de escoar. Uma vez embalado, ele é transportado para uma sala de endurecimento, onde sua temperatura é reduzida até -30°C, a fim de completar seu congelamento.

1.5 — Processamento de alimentos

O objetivo básico do armazenamento refrigerado de alimentos, congelados ou não, é a preservação de suas características. Por outro lado, refrigeração pode ser utilizada em processos de mudança das características ou mesmo estrutura química, o que se denominará de processamento de alimentos. Entre aqueles que sofrem processamento durante sua preparação, podem ser citados: queijos, bebidas, como cerveja, vinhos e sucos cítricos, e café instantâneo. O processo de produção de queijo depende do tipo considerado, mas todos têm em comum o fato de se originarem do leite coalhado, resultante da ação de alguma bactéria. A coalhada constitui a base para a produção de queijo, o qual, durante o processo de cura, normalmente exige um ambiente refrigerado. A temperatura de cura varia com o tipo de queijo, situando-se, geralmente, entre 10°C e 20°C, por períodos que vão de alguns dias até meses.

No caso da cerveja, duas são as reações químicas principais que ocorrem durante o processo de fabricação: 1) conversão do amido do grão em açúcar; 2) fermentação, durante a qual o açúcar é convertido em álcool e bióxido de carbono. Como a fermentação é um processo exotérmico, o produto deve ser resfriado sob pena de ocorrer um aumento de temperatura suficiente para reduzir ou mesmo interromper a transformação do açúcar. A mistura em fermentação deve ser mantida a temperatura que pode variar entre 7 e 13°C. Por outro lado, refrigeração também é utilizada no processo de maturação da cerveja, que demanda um período de dois a três meses em ambiente refrigerado.

A produção de vinho também demanda refrigeração. Após a fermentação, o vinho é mantido em tonéis de aço inoxidável por um período que varia de seis meses a dois anos, em um ambiente cuja temperatura deve ser da ordem de 10°C . Outro aspecto importante na fabricação do vinho é o processo de estabilização a frio, durante o qual se precipita o bitartarato de potássio (PB). Esse composto não é tóxico, mas a sua presença no vinho, principalmente nos tipos brancos, confere um aspecto desagradável ao

produto. O PB se deposita naturalmente a 10°C, demandando um período relativamente longo. Entretanto, se a temperatura do vinho for reduzida até -4°C, a deposição do PB pode ser acelerada para um período de dez dias.

O procedimento de concentrar sucos de frutas como o de laranja, é justificado pela redução de volume que se obtém, o que diminui significativamente os custos de armazenamento e transporte. As usinas de processamento instaladas junto à região produtora removem aproximadamente 75% da água contida no suco original, congelando a seguir o concentrado. O processo de remoção da água deve ser realizado a temperaturas relativamente baixas, situadas na faixa de 18 a 25°C, a fim de preservar o sabor do produto. O processo de vaporização é realizado a vácuo, de modo que o vapor formado deve ser removido para a atmosfera. Os primeiros concentradores utilizavam ejetores de vapor para essa remoção. Hoje em dia, o vapor formado é condensado e removido na forma líquida. A condensação pode ser realizada através da refrigeração, a qual opera segundo um ciclo frigorífico em que a rejeição de calor na condensação pode ser utilizada no processo de concentração do suco, como ilustrado na Fig. 1.2. O circuito frigorífico mostrado naquela figura opera removendo calor do condensador de vapor e rejeitando-o no vaporizador (concentrador), comportando-se como uma bomba de calor. A taxa de remoção de energia no condensador de vapor é praticamente a mesma que deve ser fornecida no concentrador. Nessas condições, como o calor removido no evaporador do circuito frigorífico é igual ao rejeitado no condensador do mesmo circuito, a menos da potência de compressão, um trocador de calor foi instalado na descarga do compressor a fim de remover o excesso de calor resultante da compressão.

Outro processo de remoção da água a baixas temperaturas envolve o congelamento

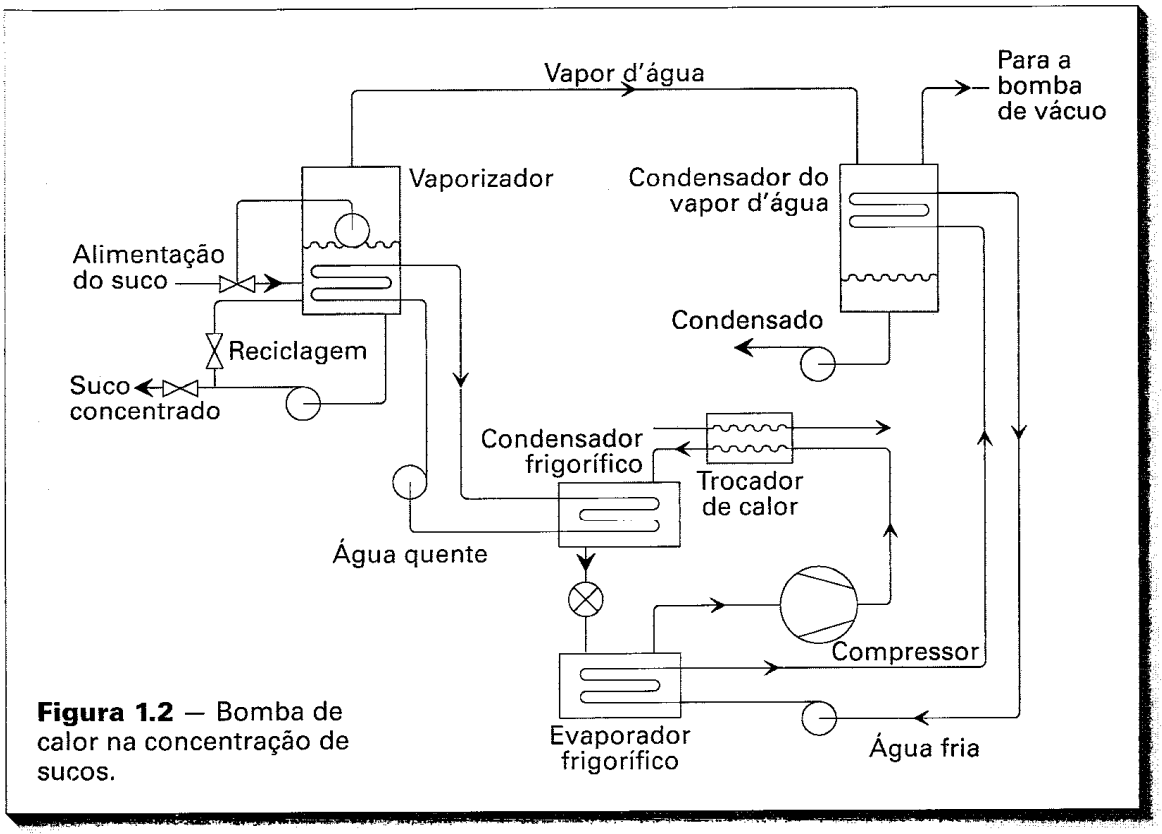


Figura 1.2 — Bomba de calor na concentração de sucos.

do produto, seguido de uma redução da pressão, com o que, a água é removida por sublimação do gelo, através de um aquecimento gradual do congelado. Este processo é adequadamente denominado de "secagem por congelamento" (freeze-drying), devendo ser acompanhado de uma remoção do vapor formado, para o que podem ser utilizados tanto meios mecânicos, como ejetores de vapor, quanto a condensação do vapor e remoção do líquido. Este processo é normalmente mais econômico. A secagem por congelamento foi introduzida durante a Segunda Grande Guerra, no congelamento de plasma sangüíneo e, desde então, tem sido empregada em indústrias farmacêuticas, de sucos de frutas, de café e chá, de laticínios e na preparação de alguns alimentos especiais.

1.6 — Condicionamento de ar na indústria

O condicionamento de ar pode ser dividido em duas categorias distintas quanto ao seu objetivo: conforto e industrial. Enquanto o condicionamento de ar para conforto visa as pessoas, o industrial tem por objetivo satisfazer condições de processos. No que diz respeito ao ar, o condicionamento de ar na indústria se diferencia daquele para conforto em diversos aspectos, entre os quais o nível de temperatura, as exigências de um controle adequado da umidade e um elevado índice de filtragem e remoção de contaminantes.

O condicionamento de ar na indústria pode ser encontrado em aplicações tais como: indústria editorial, onde um rígido controle da umidade se faz necessário para uma fixação adequada das cores em impressão colorida; indústria têxtil, onde se busca limitar o rompimento de fibras e reduzir a eletricidade estática; indústria de material fotográfico e laboratórios. Finalmente, pode se afirmar que a grande diferença entre o condicionamento de ar para conforto e aquele na indústria reside na maior precisão que este último exige no controle da temperatura.

1.7 — Refrigeração na industria de manufatura

O emprego da refrigeração é freqüentemente exigido na usinagem e conformação de metais e na fabricação de produtos metálicos ou de outros materiais, como os plásticos. Um exemplo da aplicação é o da refrigeração do fluido de corte em máquinas de usinagem. Outro exemplo está relacionado ao ar comprimido, o qual é empregado em inúmeras aplicações na indústria, como no acionamento de certas máquinas. Como resultado de sua compressão, o ar é aquecido. Quando o ar comprimido tem a sua temperatura reduzida até os níveis daquela do ambiente, ocorre, com freqüência, condensação do vapor d'água nele contido. A remoção do condensado pode se constituir num problema, caso ocorra em locais inadequados. Para contornar tal inconveniente, é comum resfriar o ar logo após a descarga do compressor, a fim de facilitar a remoção da água condensada. Esse resfriamento exige a utilização da refrigeração.

Indústrias de manufatura freqüentemente operam câmaras de teste que reproduzem e, até mesmo, excedem condições ambiente extremas sob as quais o produto deverá operar. Tais condições envolvem normalmente temperatura e umidade extremas, tanto nos limites superiores quanto nos inferiores. Os limites inferiores de temperatura são obtidos pela refrigeração, em geral, aplicada ao ar.

1.8 — Refrigeração na indústria da construção

Os dois exemplos mais importantes da aplicação da refrigeração na indústria da construção estão relacionados com obras civis de grande porte. O primeiro trata do

resfriamento de grandes volumes de concreto, enquanto o outro envolve o congelamento do solo como preparação para sua escavação. A reação química que ocorre no concreto durante seu processo de endurecimento é exotérmica. O calor liberado deve ser removido para evitar temperaturas elevadas que poderiam provocar tensões térmicas, com conseqüente formação de fissuras. Dois são os procedimentos adotados[4]: o resfriamento prévio dos componentes (areia, cimento, agregado) ou o resfriamento do próprio concreto através de dutos embutidos no seu seio. O segundo caso trata do congelamento do solo úmido nas vizinhanças de escavações para evitar com isso a formação de cavernas, com conseqüentes desmoronamentos.[5]

1.9 — Refrigeração na indústria química e de processos

As industrias química, petroquímica, de refino de petróleo e farmacêutica são usuárias de sistemas de refrigeração de grande porte. Dentre as operações que normalmente exigem refrigeração podem ser citadas as seguintes:

- separação de gases
- condensação de gases.
- solidificação de uma espécie química de uma mistura para separá-la dos outros componentes
- manutenção de um líquido a baixa temperatura para controlar a pressão no interior do vaso de armazenamento
- remoção do calor de reação.

O projeto de circuitos frigoríficos em certas indústrias químicas e de processos é freqüentemente realizado na própria empresa por razões que envolvem questões de patente. Os componentes que satisfazem as especificações de projeto são obtidos de distintos fornecedores e o sistema é instalado pela própria empresa. Por outro lado, fabricantes de equipamentos oferecem unidades autônomas que resfriam e condensam correntes gasosas, rejeitando calor através de um condensador a água.

Este tipo de indústria requer um nível elevado de projeto e engenharia em virtude do grande porte das instalações e dos elevados custos envolvidos.

REFERÊNCIAS

1. Lorentzen, G., 1971, "The Role of Refrigeration in Solving the World Food Problem," Anais do XIII International Congress of Refrigeration, International Institute of Refrigeration.

2. "Commodity Storage Manual," The Refrigeration Research Foundation, Washington DC, atualizado periodicamente.

3. "ASHRAE Handbook of Refrigeration 1998" American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

4. Casanove, E., 1979, "Concrete Cooling on Dam Construction for World's Largest Hydroelectric Power Station," Sulzer Technical Review, Vol. 61, no.1, pp. 3-19.

5. Mayer, C. M., 1978, "Use of Freezing for Building a Tunnel.", Tiefbau, Vol. 20, nº 2: pp 63-67.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTOS DA TERMODINÂMICA

2.1 — O sistema Internacional de Unidades, SI

O Sistema Internacional de Unidades, popularmente designado por SI, é adotado em praticamente todos os países do mundo na atualidade. Mesmo os mais reticentes, como os Estados Unidos da América, estão rapidamente se convertendo ao sistema SI. O meio universitário daquele país já opera com esse sistema de unidades faz um bom número de anos. No nosso país há uma legislação específica segundo a qual, o sistema oficial de unidades é o SI. Infelizmente, o meio técnico é obrigado a conviver com equipamentos, especificações e normas desenvolvidos em outros sistemas, mormente o inglês, conhecido como "inch-pound", e o técnico. A transição para o SI deverá ser gradual, especialmente a nível de operação e manutenção, em que os usos e costumes estão muito arraigados. Entretanto, o meio técnico se ajustará à nova realidade à medida que novos sistemas frigoríficos que utilizam o SI forem sendo introduzidos.

Na edição anterior, utilizaram-se simultaneamente os dois sistemas de unidades, SI e I-P, como forma de introduzir o SI, permitindo ao leitor se acostumar com a ordem de grandeza dos distintos parâmetros de importância na refrigeração. A realidade atual impõe que o técnico domine o SI, razão pela qual, o equivalente dos valores das grandezas físicas no sistema I-P foi eliminado. Entretanto, a tabela A.1 do Apêndice apresenta os fatores de conversão entre os dois sistemas. Além disso, foram mantidas as seções 2.3 e 2.4, fundidas na 2.3, com o objetivo de ilustrar os procedimentos de conversão entre os dois sistemas.

2.2 — Grandezas fundamentais e derivadas no Sistema Internacional

A Tabela 2-1 apresenta algumas grandezas fundamentais de importância para a refrigeração industrial. Algumas grandezas derivadas são relacionadas na Tabela 2.2.

Tabela 2.1 — Grandezas Fundamentais no SI

Grandeza	Unidade de medida	Símbolo
comprimento	Metro	m
massa	Quilograma	kg
tempo	Segundo	s
corrente elétrica	Ampère	A
temperatura termodinâmica	Kelvin	K

Tabela 2.2 — Grandezas derivadas no SI e suas unidades de medida

Grandeza	Nome	Símbolo	Expressão em termos de outras unidades	Expressão em termos de grandezas fundamentais do SI
Freqüência	hertz	Hz	—	s^{-1}
Força	newton	N	—	$m \cdot kg/s^2$
Pressão	pascal	Pa	N/m^2	$kg \cdot m/s^2$
Energia	joule	J	$N \cdot m$	$m^2 \cdot kg/s^2$
Potência	watt	W	J/s	$m^2 \cdot kg/s^3$
Potencial elétrico	volt	V	W/A	$m^2 \cdot kg/(s^3A)$
Resistência elétrica	ohm	Ω	V/A	$m^2 \cdot kg/(s^3A^2)$
Calor específico	—	c	$J/(kg \cdot K)$	$m^2 \cdot (s^2K)$
Condutividade térmica	—	k	W/(mK)	$m \cdot kg/(s^2K)$

A unidade de força é o newton, definido pela segunda lei de Newton:

$$\text{Força} = (\text{massa}) \times (\text{aceleração})$$
$$1\,N = (1\ kg) \times (1\ m/s^2)$$

A unidade de energia é o joule, resultado da aplicação de uma força através de uma distância:

$$1\,J = (1N) \times (1\ m)$$

No SI definem-se prefixos para múltiplos e submúltiplos das unidades, os quais são apresentados na Tabela 2-3. Assim, por exemplo, 1/1000 de um ampère é um miliampère, representado abreviadamente por mA.

Tabela 2.3 — Múltiplos e submúltiplos

Fator Multiplicativo	Prefixo	Símbolo
$1.000.000.000.000 = 10^{12}$	tera	T
$1.000.000.000 = 10^{9}$	giga	G
$1.000.000 = 10^{6}$	mega	M
$1.000 = 10^{3}$	kilo	k
$0{,}001 = 10^{-3}$	mili	m
$0{,}000.001 = 10^{-6}$	micro	μ
$0{,}000.000.001 = 10^{-9}$	nano	n
$0{,}000.000.000.001 = 10^{-12}$	pico	p

O emprego ortodoxo do SI envolveria somente as unidades e múltiplos relacionados nas Tabelas 2.1, 2.2 e 2.3, excetuando-se o grau Celsius (°C), para a temperatura e o litro (l) para o volume. Exceções são feitas para permitir a utilização de magnitudes mais convenientes para a temperatura e o volume, de acordo com as seguintes relações:

(Temperatura, °C) = (Temperatura, °K) - 273,15
(Volume, l) = 1.000 × (Volume, m^3)

2.3 — Conversão de unidades

Para a maioria das grandezas, a multiplicação por um fator é suficiente para transformar unidades de um sistema nas do outro. As exceções estão relacionadas com grandezas referidas a uma dada condição de referência, como temperatura, entalpia e entropia. As grandezas usualmente encontradas na refrigeração industrial são relacionadas na Tabela 2.4; os fatores de conversão entre o SI e o I-P para aquelas grandezas podem ser encontrados nas Tabelas A.1 do Apêndice[1].

Exemplo 2.1

Efetue as seguintes conversões*

a) 920 kg/m^3 para lb/ft^3
b) 2-in de água para Pa
c) 1.000.000 Btu para GJ
d) 0,24 Btu/lb F para kJ/kg.K

Solução

a) Da tabela A.1b, (920 kg/m^3 × (1/16,0185) = 57,43 lb/ft^3
b) Da tabela A.1d, (2 in água) × (249,08) = 498,1 Pa
c) Da tabela A.1f, (1.000.000 Btu) × (1.055,06) = 1,055 × 109 J = 1,055 GJ
d) Da tabela A.1g, (0,24 Btu/lb F) × (4.187) = 1,005 J/kg.K = 1,005 kJ/kg.K.

A maioria das grandezas relacionadas na Tabela 2.4 apresenta uma conversão simples entre os sistemas SI e I-P, bastando a multiplicação por um fator constante. As exceções são a temperatura, a entalpia e a entropia. Essas propriedades termodinâmicas são avaliadas a partir de um valor de referência, com o que a conversão entre sistemas de unidades envolve um procedimento algo mais complicado. No caso da temperatura absoluta, a conversão é simples, uma vez que o valor de referência é nulo, de modo que:

(temperatura, K) = (temperatura, R) (5/9), e
(temperatura, R) = (temperatura, K) (9/5)

Por outro lado, a conversão entre °C e F envolve o seguinte procedimento:

(temperatura, °C) = (temperatura, F-32) (5/9), e
(temperatura, F) = (temperatura, °C) (9/5) + 32

---

* *Os símbolos das unidades do sistema I-P foram mantidos na sua forma original. Ver Tabela 2.4.*

Exemplo 2.1

a) Qual deve ser o valor em Celsius de 95 F?
b) Qual deve ser o valor em Fahrenheit de −40° C?

Solução

a) (temperatura, °C) = (95−32) (5/9) = 35° C
b) (temperatura, F) = (−40) (9/5) + 32 = −40 F

Tabela 2.4 — Unidades correspondentes nos sistemas SI e I-P

Grandeza	Unidade SI	Unidade I-P
Comprimento	m	polegada (in); pé (ft)
Área	m^2	in^2; ft^2
Volume	m^3	in^3; ft^3
Massa	kg	libra, lb
Densidade	kg/m^3	lb/ft^3
Volume especifico	m^3/kg	ft^3/lb
Velocidade	m/s	pés por segundo, fps; pés por minuto, fpm; pés por hora, fph.
Aceleração	m/s^2	ft/s^2
Força	N	lbf
Pressão	$Pa = N/m^2$	lbf/in^2, psi; pés de água, polegadas de água; polegadas de mercúrio.
Vazão Volumétrica	m^3/s ; L/s	ft^3/minuto (cfm); ft^3/s (cfs); galões/minuto (gpm)
Vazão	kg/s	lb/s; lb/m; lb/h
Temperatura	°C ou K	F ou R (Reaumur)
Energia	J = N m	ft-lbf, Btu
Potência	W	Btu/h; hp; toneladas de refrigeração.
Entalpia	J/kg; kJ/kg	Btu/lb
Calor Específico	J/kgK	Btu/lb F
Entropia	J/kgK	Btu/lb R
Viscosidade	Pa.s	lb/ft.s; lb/ft.h; centipoise
Condutividade Térmica	W/mK	Btu/h ft F
Coeficiente de transferência de calor	W/m^2K	Btu/h ft^2 F

O estado de referência para a entalpia de refrigerante (designada por h) no sistema I-P é o de líquido saturado a −40 F. Nessas condições, as tabelas de propriedades termodinâmicas dos refrigerantes admitem que a entalpia do líquido saturado a −40 F é nula. O SI adota como estado de referência, o de líquido saturado a 0°C, para o qual a entalpia do refrigerante é admitida igual a 200 kJ/kg. Nessas condições, a conversão da entalpia deve ser feita aplicando um fator multiplicativo a uma diferença de entalpia, como ilustrado na Fig. 2.1. Assim,

$$(h, \text{Btu/lb}) - (h, \text{líquido saturado a } 32 \text{ F})\ (2{,}326) = h, \text{kJ/kg} - 200 \text{ kJ/kg} \qquad (2\text{-}1)$$

Da Eq. (2-1), a transformação da entalpia pode ser obtida:

$$h, \text{kJ/kg} = 200 + (h, \text{Btu/lb} - h_{32\,F}, \text{Btu/lb})\,(2{,}326) \quad (2\text{-}2)$$

$$h, \text{Btu/lb} = h_{32\,F}, \text{Btu/lb} + (h, \text{kJ/kg} - 200)\,(0{,}4299) \quad (2\text{-}3)$$

Valores da entalpia do líquido saturado a 32 F, para alguns refrigerantes, são apresentados na Tabela 2.5.

Tabela 2.5 — Entalpia do líquido saturado a 32 F.

Refrigerante	h_{32F}, Btu/lb
12	15,50
22	19,17
502	18,02
Amônia	77,90

Exemplo 2.1

a) Uma tabela de propriedades termodinâmicas do R-22 indica uma entalpia de 114,4 Btu/lb para um dado estado do refrigerante. Qual deve ser o valor da entalpia desse estado em kJ/kg?

b) A entalpia da amônia em um dado estado é igual a 341,8 kJ/kg. Qual deve ser o valor dessa entalpia em Btu/lb?

Solução

a) Da Eq. (2.2): h = 200 + (114,4 -19,17) (2,326) = 414,5 kJ/kg.

b) Da Eq. (2.3): h = 77,9 + (341,8 -200) (0,4299) = 0 138,9 Btu/lb.

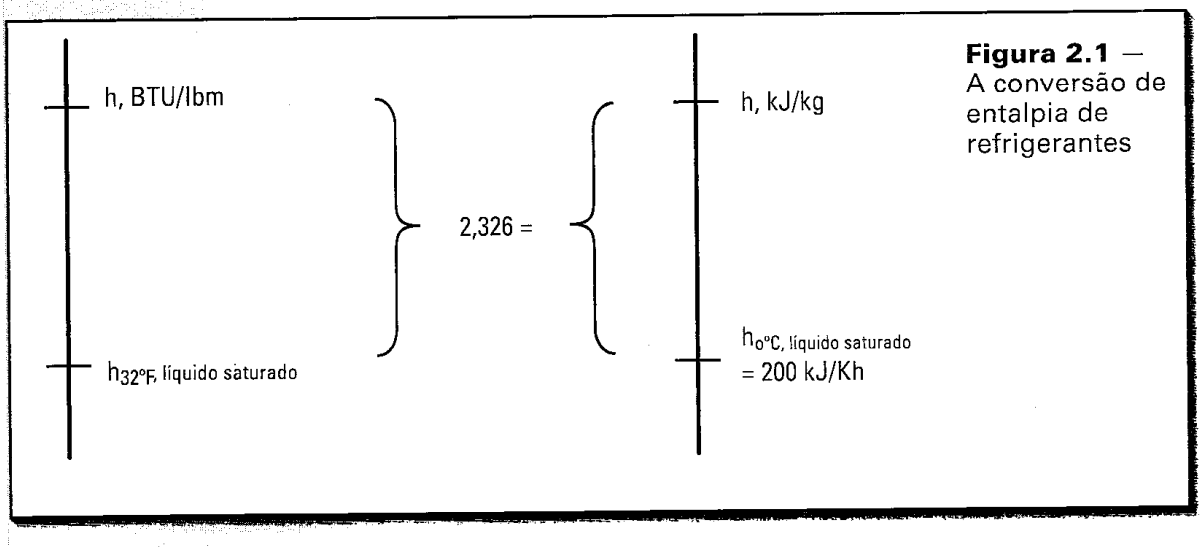


Figura 2.1 — A conversão de entalpia de refrigerantes

A entropia, como a entalpia, apresenta estados de referência distintos nos dois sistemas. Assim, no SI a entropia é admitida igual a 1,0 kJ/kgK no estado líquido saturado a 0°C. No sistema I-P, o estado de referência é o de líquido saturado a -40 F, para o qual a entropia é admitida nula. O procedimento de conversão neste caso é o mesmo adotado na entalpia, mas não será aqui apresentado, uma vez que tal tipo de conversão não será necessário no contexto deste livro.

2.4 — Algumas constantes importantes do SI.

Algumas constantes são de uso freqüente, razão pela qual seus valores no SI são apresentados a seguir:

Aceleração da gravidade normal	= 9,80665 m/s^2
Pressão atmosférica normal	= 101,325 kPa
Constante universal dos gases, R	= 8314 J/(k mol.K)
Constante de gás para o ar, R_{ar}	= 287 J/kgK

Além das constantes fundamentais, algumas propriedades importantes para o ar e a água devem ser memorizadas. Os valores nominais daquelas propriedades são:

densidade da água	= 1000 kg/m^3
densidade do ar	= 1,2 kg/m^3
calor específico da água líquida	= 4,19 kJ/kgK
calor específico a pressão constante do ar	= 1,004 kJ/kgK
calor específico a volume constante do ar	= 0,717 kJ/kgK

Exemplo 2-1

Qual deve ser a massa de ar numa sala de 6x9x3m se a temperatura do ar é de 25° C e a pressão barométrica local é de 101,3 kPa?

Solução

O ar às condições do enunciado pode ser admitido como um gás perfeito, cuja equação de estado é a seguinte:

$pv = R_{ar}T$

onde
- p = pressão, Pa
- v = volume específico, m^3/kg
- R_{ar} = constante de gás do ar = 287 J/kgK
- T = temperatura absoluta, K

Nessas condições, o volume específico do ar deverá se igual a:

$$v = \frac{(287)(25+273,15)}{101300} = 0,845 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Como o volume da sala é igual a (6)(9)(3) = 162 m^3, a massa de ar deverá ser igual a:

(162)/(0,845) = 191,7 kg

2.5 — O diagrama pressão-entalpia

O diagrama pressão-entalpia é o mais utilizado na correlação das propriedades termodinâmicas dos refrigerantes. Nesse diagrama, são incluídas as linhas isotérmicas (temperatura constante), isoentrópicas (entropia constante) e isocóricas (volume específico constante). A entalpia é uma propriedade termodinâmica definida pela seguinte relação:

$$h = u + pv \qquad (2\text{-}4)$$

onde u = energia interna kJ/kg
p = pressão, kPa
v = volume específico m^3/kg

A entalpia é denominada em alguns casos de "conteúdo de calor", um nome inadequado sob o ponto de vista termodinâmico. A escolha da pressão e da entalpia para coordenadas do diagrama tem alguma razão de ser. Se, por um lado, a pressão é uma das propriedades que caracteriza a operação de um circuito frigorífico, além de ser facilmente medida, a entalpia é a propriedade que normalmente aparece nos cálculos térmicos relacionados com o circuito.

As distintas fases do refrigerante no diagrama pressão-entalpia são caracterizadas por estados situados em regiões separadas pelas linhas de saturação, como o ilustrado na Fig. 2.2. O estado de saturação está relacionado a uma condição de equilíbrio entre as fases líquido e vapor, como sugerido na Fig. 2.2a. A linha à esquerda do ponto representativo do estado crítico na Fig. 2.2b corresponde aos estados de líquido saturado, como o líquido da Fig. 2.2a. A linha à direita representa os estados de vapor saturado. A região côncava do diagrama p-h representa os estados em que ocorre a mistura líquido-vapor em equilíbrio, numa proporção (base massa) de vapor que varia linearmente de 0% na linha de líquido saturado, até 100% na linha de vapor saturado. A região à esquerda da linha de líquido saturado é representativa dos estados de líquido sub-resfriado (ou comprimido), ao passo que a região à direita da linha de vapor saturado corresponde aos estados da vapor superaquecido.

As linhas isotérmicas no diagrama p-h são ilustradas na Fig. 2.3. Na região de saturação (mistura líquido-vapor), as linhas isotérmicas são paralelas ao eixo de

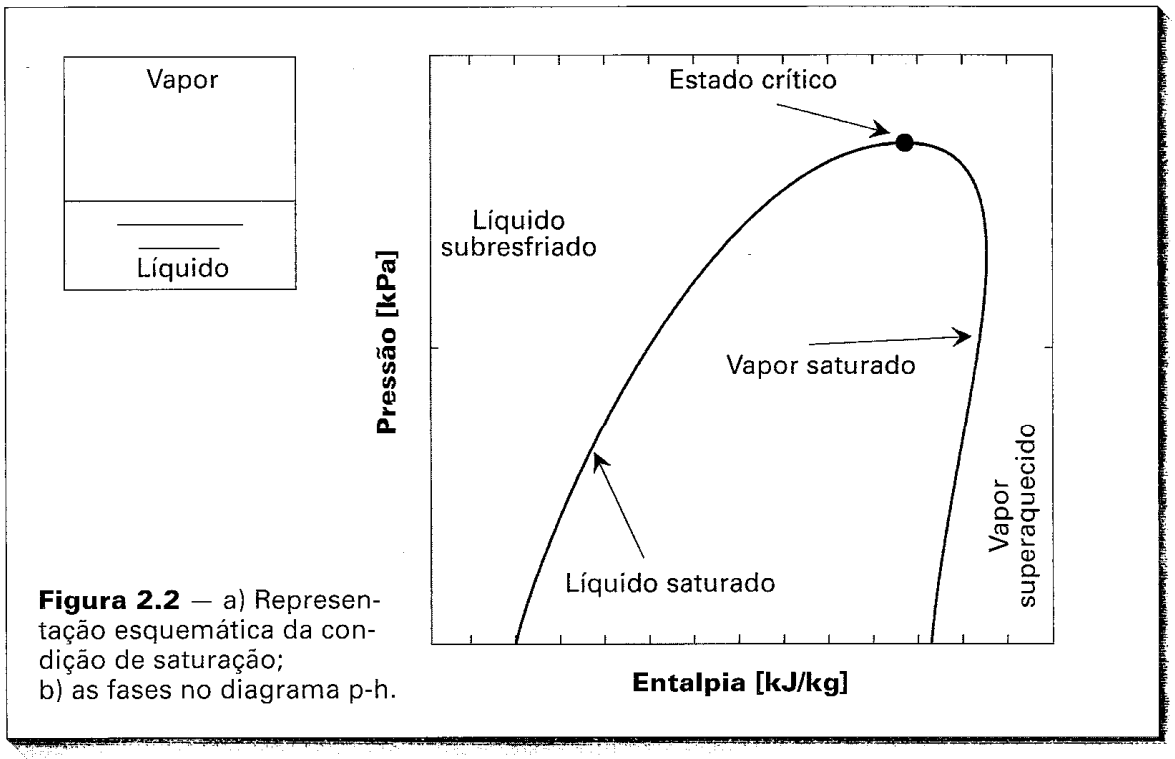


Figura 2.2 — a) Representação esquemática da condição de saturação;
b) as fases no diagrama p-h.

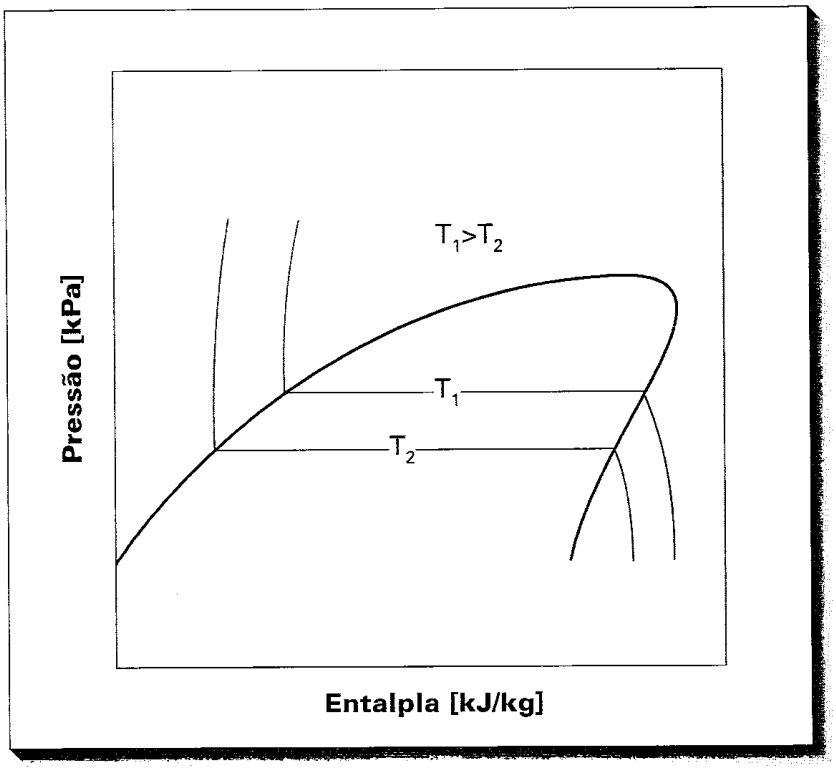


Figura 2.3 — As linhas isotérmicas no diagrama p-h.

entalpias, indicando que a temperatura permanece constante durante a mudança de fase. Nessas condições, a uma dada pressão, corresponde uma única temperatura de saturação. Na região de vapor superaquecido, as linhas isotérmicas se estendem verticalmente ao eixo das entalpias após uma leve curvatura na região próxima à linha de saturação. Na região de líquido sub-resfriado, as linhas isotérmicas são praticamente verticais. Na maioria dos diagramas p-h, somente são mostradas as linhas isotérmicas na região de vapor superaquecido, uma vez que, nas demais regiões, o seu desenvolvimento é conhecido, não sendo necessário explicitá-lo.

As linhas isocóricas (volume específico constante) no diagrama p-h são mostradas na Fig. 2.4. Na região de vapor superaquecido, elas se estendem para a direita no sentido ascendente, tendo como origem a linha de vapor saturado. À medida que se caminha para a direita na região de vapor superaquecido, o comportamento do vapor se torna cada vez mais próximo daquele do gás perfeito, de modo que:

$$v = RT/p,$$

onde R = constante de gás do refrigerante

As linhas isoentrópicas na região de vapor superaquecido se estendem no sentido ascendente com leve inclinação para a direita, como se mostra na Fig. 2.5. As linhas isoentrópicas apresentam uma aplicação importante na análise de desempenho de ciclos frigoríficos, em que a compressão é admitida ideal, consistindo de um processo adiabático (não há transferência de calor) e reversível (inexistem efeitos de atrito) e, portanto, isoentrópico.

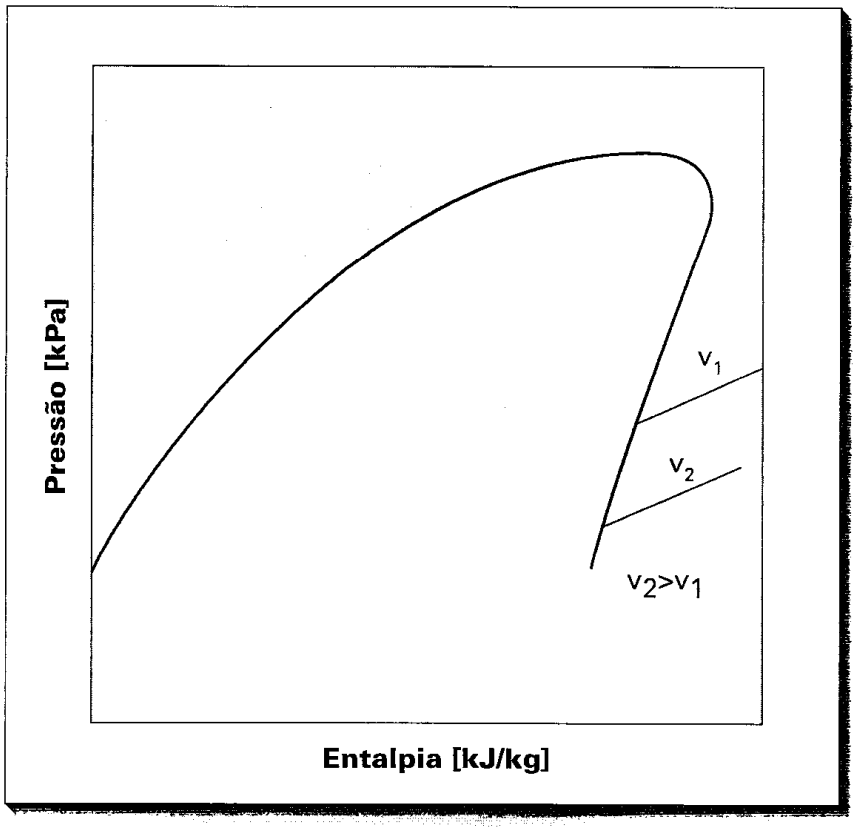


Figura 2.4 — As linhas isocóricas no diagrama p-h.

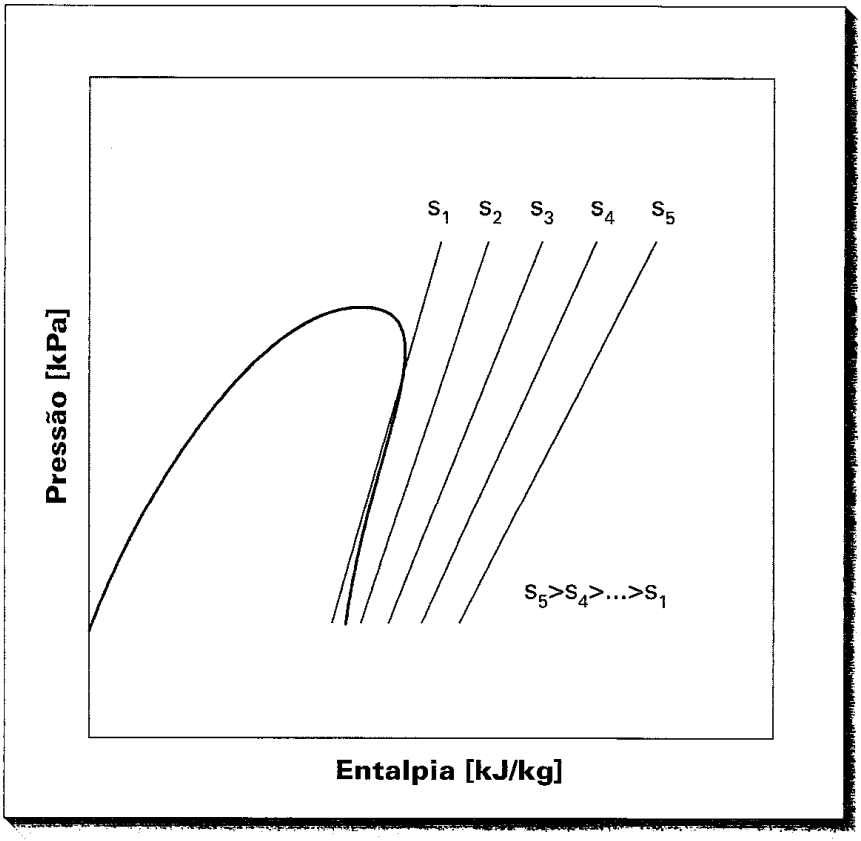


Figura 2.5 — As linhas isoentrópicas no diagrama p-h.

2.6 — A utilização das tabelas e dos diagramas de propriedades termodinâmicas dos refrigerantes

As informações mais freqüentes obtidas das tabelas ou diagramas de propriedades termodinâmicas estão relacionadas com as entalpias, a temperatura de saturação para uma dada pressão (ou a pressão de saturação para uma dada temperatura), o volume específico e a entropia do vapor, a qual está associada a processos de compressão ideal. (isoentrópico). A maioria dos engenheiros utiliza uma combinação de diagramas p-h e tabelas. Estas são empregadas na região de saturação, ao passo que os diagramas proporcionam informações da região de vapor superaquecido. Tabelas e diagramas (p-h) de alguns dos refrigerantes mais conhecidos podem ser encontrados no Apêndice, de acordo com a seguinte ordem:

Refrigerante	Tabelas e Figura
R-12	Tabelas A.4a, b, Fig. B.1
R-134a	Tabelas A.5a, b, Fig. B.2
R-22	Tabelas A.6a, b, Fig. B.3
R-404A	Tabelas A.7a, b, Fig. B.4
R-502	Tabelas A.8, Fig. B.5
Amônia	Tabelas A.9a, b, Fig. B.6

Os diagramas p-h só fornecem informações detalhadas da região de vapor superaquecido. A região de saturação pode ser normalmente coberta por tabelas, mais precisas que os diagramas.

Exemplo 2.1

Determine:

a) a temperatura da amônia em um evaporador em que a pressão é de 405 kPa .

b) a pressão do R-12 em um condensador em que a temperatura é de 30° C

c) a entalpia de vaporização* do R-22 a 15° C.

d) o volume específico do R-502 para um estado caracterizado por uma pressão manométrica de 600 kPa e temperatura de 40° C.

e) a densidade do R-502 num estado em que a pressão manométrica é de 600 kPa e a temperatura é de 40° C.

f) a entalpia da amônia a 20° C e 1.100 kPa de pressão absoluta

g) a densidade do R-134a a uma pressão absoluta de 1.500 kPa e uma temperatura de 30° C.

*Também denominada de calor latente de vaporização.

Solução

a) Em um evaporador, as fases líquido e vapor coexistem em equilíbrio, de modo que a amônia se encontra em um estado saturado. A Tabela A.9a pode, então, ser utilizada. Interpolando entre -2 e -1° C, obtém-se:

$$t = -2 + (1) \cdot \left(\frac{405 - 399,2}{414,6 - 399,2} \right) = -2 + 0,4 = -1,6°C$$

b) O R-12 se encontra em um estado saturado, de modo que a pressão pode ser obtida da Tabela A.4a, para uma temperatura de 30° C, obtendo-se 744,6 kPa de pressão absoluta.

c) A entalpia de vaporização é normalmente designada por h_{lv}, indicando a diferença entre as entalpias do vapor saturado, h_v, e do líquido saturado, h_l, isto é,

$h_{lv} = h_v - h_l$,

A Tabela A.6a para o R-22 a 15° C fornece as parcelas que determinam h_{lv},

$h_{lv} = 410,43 - 217,94 = 192,5$ kJ/kg.

Na conversão do valor acima para unidades do sistema I-P não é necessário considerar a entalpia dos estados de referência, como foi comentado anteriormente uma vez que h_{lv}, envolve uma diferença entre entalpias, assim:

h_{lv} = (192,5 kJ/kg) (0,4299) = 82,76 Btu/lb

d) Como a pressão considerada no enunciado é manométrica, a pressão absoluta poderá ser obtida pela adição da pressão atmosférica padrão que é igual a 101,3 kPa. Assim, a pressão absoluta será igual a 701 kPa, para a qual a temperatura de saturação deve ser igual a 6,6° C. Como a temperatura fornecida é de 40° C, pode se concluir que o refrigerante se encontra num estado de vapor superaquecido, para o qual, do diagrama (p-h) do R-502, Fig. B.5, o volume específico, v, resulta igual a 0,03 m^3/kg.

e) As condições são as mesmas da parte d). Como a densidade é o inverso do volume específico, resulta:

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{1}{0,03} = 33,3 \text{ kg/m}^3$$

f) A temperatura de saturação correspondente a uma pressão absoluta de 1100 kPa pode ser obtida da Tabela A.9a, resultando igual a 28° C. Como a temperatura da amônia, 20° C, é inferior à de saturação, o estado do refrigerante é o de líquido sub-resfriado (ou comprimido).

Tabelas de propriedades termodinâmicas para a região de líquido sub-resfriado não são fornecidas, de modo que a entalpia deve ser obtida das tabelas da região de saturação. O problema é como entrar na Tabela A.9a: pela temperatura de 20° C ou pela pressão de 1.100 kPa. A resposta pode ser encontrada referindo-se à Fig. 2.3, onde se verifica que as linhas isotérmicas são perpendiculares, indicando que a pressão não exerce um efeito palpável sobre a entalpia. Nessas condições, a entalpia é igual àquela do líquido saturado a 20° C, cujo valor é 296,2 kJ/kg. A transformação daquele valor para unidades do sistema I-P pode ser realizada através da Eq. (2.3) e da Tabela 2.5:

$$h = 77,9 + (296,2 - 200)(0,4299) = 119,3 \text{ Btu/lb}$$

g) À pressão absoluta de 1.500 kPa a temperatura de saturação do R-134a é 55,3° C. Assim, uma vez que a temperatura do estado proposto no enunciado é igual a 30° C, menor que a de saturação, o estado do R-134a é o de líquido sub-resfriado. Adotando o procedimento da parte f), à temperatura de 30° C, o volume específico do líquido saturado deverá ser igual a 0,8417 l/kg, logo a densidade poderá ser determinada:

$$\rho = \frac{1}{0,8417} = 1,188 \text{ kg/l} = 1.188 \text{ kg/m}^2$$

2.7 — O ciclo de refrigeração de Carnot

Nesta seção, a avaliação das propriedades termodinâmicas será abandonada para dar início ao estudo dos ciclos termodinâmicos, os quais envolvem um procedimento para a obtenção de refrigeração de maneira contínua. Tal procedimento consiste em fazer com que um fluido, denominado de refrigerante, passe por uma série de processos, retornando ao estado inicial. Um desses processos envolve a remoção de calor de um ambiente a baixa temperatura. Dentre os possíveis ciclos frigoríficos, o de Carnot se destaca por se tratar de um ciclo ideal (reversível) que opera entre dois níveis de temperatura e, portanto, aquele que apresenta a maior eficiência. O leitor deve estar se perguntando: por que estudar um ciclo que não pode ser realizado na prática (daí o nome ideal)? Várias razões justificam tal estudo. Uma delas é que o ciclo de Carnot representa um meio relativamente simples de avaliar a influência das temperaturas de operação. A outra, mais importante, é aquela relacionada com o fato do ciclo de Carnot representar o limite máximo de eficiência de operação de um ciclo entre dois níveis de temperatura. Assim, qualquer ciclo real, operando entre os mesmos níveis, deve apresentar uma eficiência inferior àquela do ciclo de Carnot.

Os componentes de um ciclo de Carnot são ilustrados na Fig. 2.6, incluindo um compressor, dois trocadores de calor e um motor térmico (turbina). Esses componentes estão relacionados aos seguintes processos termodinâmicos:

1.2 — Compressão adiabática e reversível (sem atrito).
2.3 — Rejeição de calor a temperatura constante.
3.4 — Expansão adiabática e reversível em um motor térmico.
4.1 — Remoção isotérmica de calor de um ambiente a baixa temperatura.

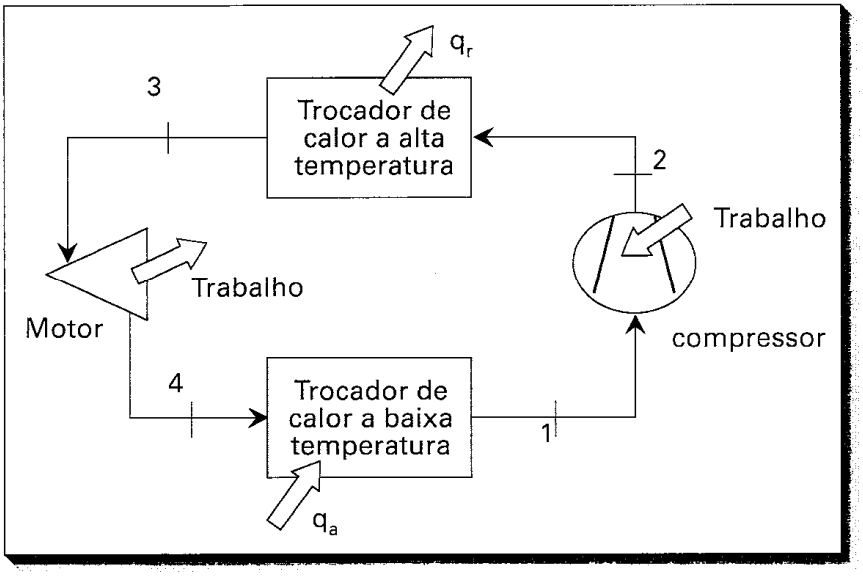


Figura 2.6 — O ciclo frigorífico de Carnot.

Os processos 1-2 e 3-4 ocorrem adiabática e reversivelmente, podendo se concluir que a entropia permanece constante. Assim, verifica-se que o ciclo de Carnot é composto de dois processos isotérmicos e de dois processos isoentrópicos, como ilustrado na Fig. 2.7 para um diagrama temperatura absoluta-entropia.

Em um diagrama T-s, as áreas sob as linhas que representam processos reversíveis correspondem ao calor trocado no processo. Assim, a área sob o processo 2-3 (isotérmico) da Fig. 2.7 representa o calor rejeitado naquele processo, ao passo que a área sob a curva 4-1 é igual ao calor removido do ambiente a baixa temperatura.

Exemplo 2.6

Em um ciclo de Carnot, os processos ocorrem às seguintes temperaturas e entropias:

$T_1 = 250$ K
$T_2 = 300$ K
$s_2 = 1{,}2$ kJ/kgK
$s_3 = 0{,}9$ kJ/kgK

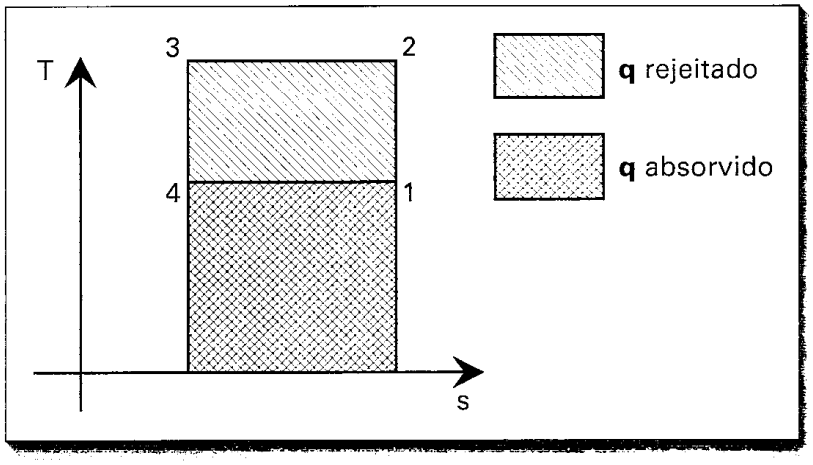


Figura 2.7 — O ciclo de Carnot em um diagrama temperatura-entropia.

Quais devem ser as quantidades de calor removido, q_a, e rejeitado, q_r, por kg de refrigerante circulado no ciclo?

Solução

Como o ciclo de Carnot aparece como um retângulo no diagrama temperatura-entropia,

$$T_3 = T_2 = 300 \text{ K}$$
$$T_4 = T_1 = 250 \text{ K}$$
$$s_1 = s_2 = 1{,}2 \text{ kJ/kgK}$$
$$s_4 = s_3 = 0{,}9 \text{ kJ/kgK}$$

O calor removido do ambiente a baixa temperatura, q_a, pode ser obtido da área sob a linha 4-1:

$$q_a = T_1 (s_1 - s_4) = 75 \text{ kJ/kg}$$

ao passo que a área sob a linha 2-3 fornece o calor rejeitado, q_r,

$$q_r = T_2 (s_2 - s_3) = 90 \text{ kJ/kg}$$

Outra informação importante que pode ser obtida do ciclo de Carnot é o "trabalho líquido por unidade de massa de refrigerante circulado". Um balanço de energia para o ciclo implica em que toda a energia fornecida deve ser igual à energia cedida:

$$q_a + (\text{trabalho líquido}) = q_r$$

do que resulta:

$$(\text{trabalho líquido}) = q_r - q_a = (T_2 - T_1)(s_2 - s_3) \qquad (2\text{-}5)$$

O trabalho líquido no ciclo se compõe dos trabalhos fornecido ao refrigerante no compressor e cedido pelo refrigerante no motor térmico, como ilustrado na Fig. 2.6. No exemplo, o trabalho líquido deve ser igual a: 90 - 75 = 15 kJ/kg.

2.8 — O ciclo de Carnot com um refrigerante real

O ciclo de Carnot é aquele de maior eficiência, como ficou claro na seção precedente, de modo que a tentativa de reproduzi-lo é um dos objetivos da Termodinâmica aplicada. Entretanto, deve se reconhecer que processos de compressão ou expansão sem atrito são impossíveis, embora processos isotérmicos possam ser reproduzidos na prática. Uma maneira de obter estes últimos é a da mudança de fase (evaporação ou condensação) do refrigerante a pressão constante.

A Fig. 2.8a ilustra um ciclo de Carnot contido na região de saturação em um diagrama p-h, ao passo que a Fig. 2.8b mostra o mesmo ciclo no diagrama T-s. A descrição do ciclo será iniciada pelo processo 4-1, em que o refrigerante se evapora a pressão constante. O processo de mudança de fase é concluído no estado 1, em que o líquido ainda se encontra misturado ao vapor. O estado 1 deve ser tal que, concluído o processo de compressão, o estado seja o de vapor saturado, como o estado 2. Este poderia, eventualmente, estar associado a um estado na região de saturação. O próximo processo é o 2-3, em que a pressão se mantém constante, enquanto o refrigerante se condensa. A

pressão é denominada de pressão de condensação, associada a uma temperatura, denominada de temperatura de condensação. A condensação é concluída no estado 3, de líquido saturado. O processo de expansão isoentrópica, a partir do estado 3, leva o refrigerante de volta ao estado 4.

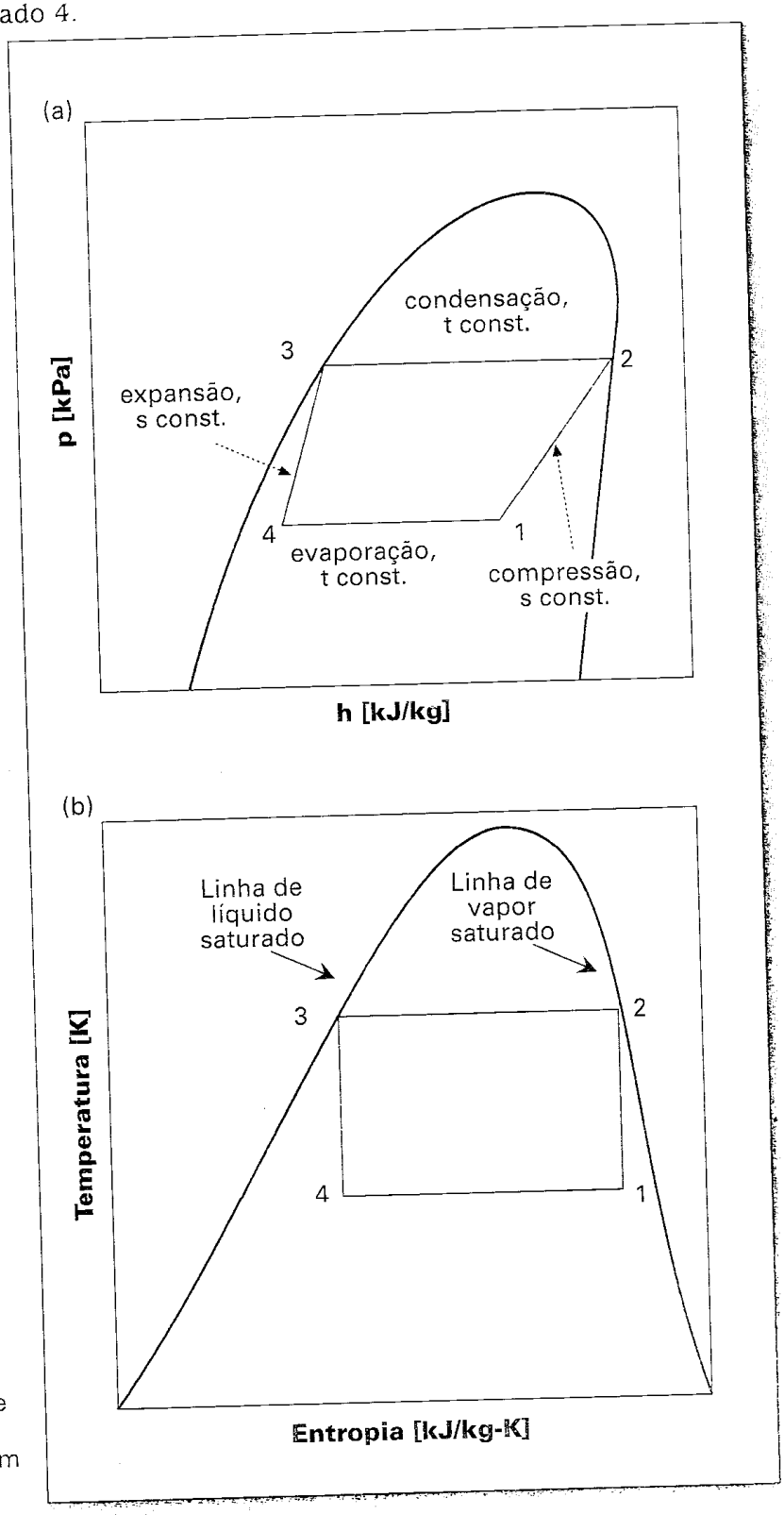


Figura 2.8 — O ciclo de Carnot (a) em um diagrama p-h; (b) em um diagrama T-s.

Um ciclo real, operando como ilustrado na Fig. 2.8, desenvolveria uma série de problemas mecânicos nos processos de compressão e de expansão. Uma tentativa de transformar esse ciclo ideal em um de realização prática será descrita nas Seções 2.15 a 2.17. Apesar dos referidos problemas, o ciclo proposto revelou-se passível de ser reproduzido através da utilização de um "condensador", no processo de rejeição de calor a alta temperatura, e de um "evaporador", no processo de remoção de calor do ambiente a baixa temperatura.

Exemplo 2.7

Qual deve ser o título* do estado 1, correspondendo ao estado de fim de evaporação da Fig. 2.8, para que o estado 2, correspondendo ao fim da compressão, seja de vapor saturado? Admita que o ciclo opere com R-12 entre temperaturas de evaporação e de condensação de 5°C e 35°C, respectivamente.

Solução

O processo 1-2 no ciclo de Carnot é isoentrópico, de modo que $s_1 = s_2$

Da Tabela A-4a

$s_2 = 1,5419 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} = s_1$

À temperatura de evaporação de 5°C, as entropias do líquido e do vapor saturado são respectivamente iguais a $s_l = 1,0167$ e $s_v = 1,5522$ kJ/kg·K. O título do estado 1 é igual à relação entre as distâncias $(s_1 - s_l)$, (m), e $(s_v - s_l)$, (n), como ilustrado na Fig. 2.9.

$$\text{Título} = \frac{1,5419 - 1,0167}{1,5522 - 1,0167} = 0,981$$

2.9 — O coeficiente de eficácia (COP)**

A eficiência de ciclos é normalmente definida como a relação entre a energia útil, que é o objetivo do ciclo, e a energia que deve ser paga para a obtenção do efeito desejado. No caso dos ciclos frigoríficos, o objetivo é produzir um efeito de refrigeração, ao passo que o trabalho líquido representa aquela quantidade que deve se pagar, dada pela Eq. (2-5). Assim, a eficiência, denominada neste caso de Coeficiente de Eficácia, COP, pode ser determinada pela seguinte relação:

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{q_a}{q_r - q_a} = \frac{T_1(s_2 - s_3)}{(T_2 - T_1)(s_2 - s_3)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \qquad (2\text{-}6)$$

---

* *A fração em massa de vapor em uma mistura líquido-vapor de uma substância pura em equilíbrio é denominada de TÍTULO. Essa denominação será adotada neste texto.*

** *O termo em inglês é* ***C****oefficient* ***o****f* ***P****erformance. Daí a designação COP, que será mantida por ser de utilização freqüente em nosso país.*

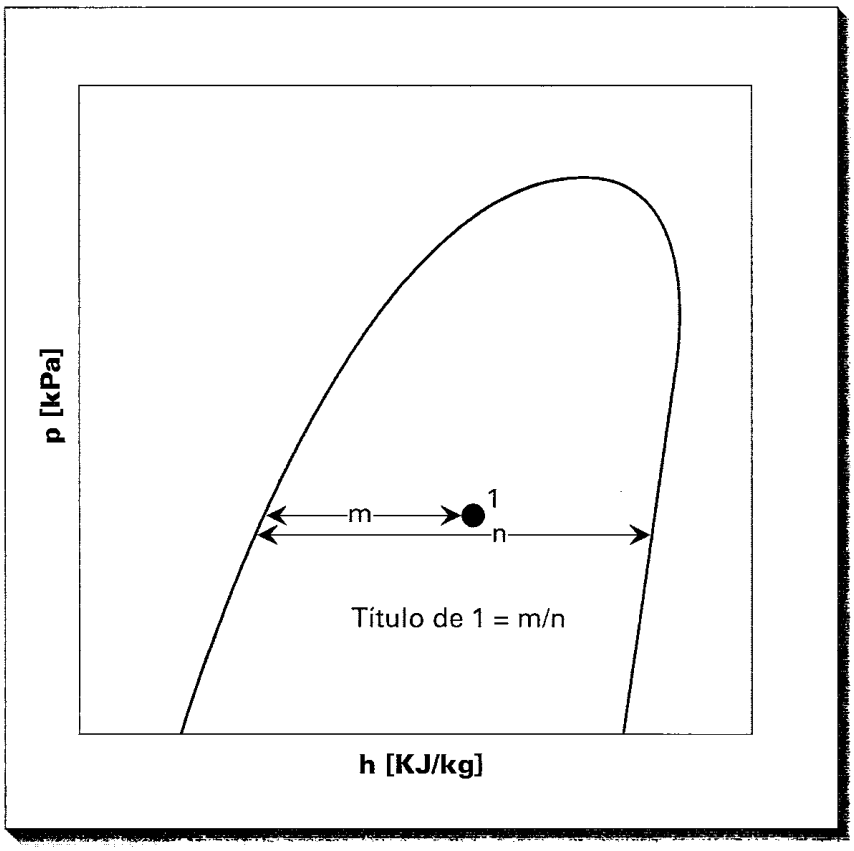


Figura 2.9 — O título do vapor no exemplo 2-7.

2.10 — Condições para COP elevados em ciclos de Carnot

A obtenção de um COP elevado está relacionada à redução do trabalho necessário para um dado efeito de refrigeração. O exame da Eq. (2-6) mostra que uma redução na temperatura de condensação, T_2, implica numa elevação do COP. Por outro lado, o mesmo efeito poderia ser obtido por uma elevação da temperatura de evaporação, T_1. É interessante observar que o COP é mais afetado pela elevação de um grau na temperatura de evaporação que por uma redução correspondente da temperatura de condensação.

O efeito das temperaturas limite sobre a eficiência do Ciclo de Carnot, introduzido acima, não implica, entretanto, que essas temperaturas possam ser fixadas arbitrariamente. Se tal fosse o caso, a operação ideal do ciclo seria obtida quando T_1 fosse igual a T_2, condição para a qual, o efeito de refrigeração poderia ser conseguido às custas de um trabalho nulo. Entretanto, o ciclo de refrigeração remove calor de um ambiente a um dado nível de temperatura, rejeitando-o a um nível superior distinto. Tais níveis são determinados pelo tipo de aplicação e pelo meio disponível para a rejeição de calor. Assim, o ciclo de Carnot da Fig. 2.10 remove calor de um ambiente frio a -20°C (253,15 K), rejeitando-o para a atmosfera que se encontra a uma temperatura de 35°C (308,15 K). Nessas condições, a temperatura de evaporação, T_1, deve ser inferior à do ambiente frio, permitindo, com isso, a remoção de calor. Por outro lado, a fim de que o calor possa ser rejeitado, a temperatura da atmosfera deve ser inferior à temperatura de condensação, T_2. Referindo-se à Fig. 2.10, percebe-se que o COP do ciclo está relacionado às diferenças de temperatura, ΔT, entre o ambiente refrigerado e o evaporador e entre o condensador e a atmosfera. Assim, levando em consideração o efeito das temperaturas T_1 e T_2 sobre o COP, pode se afirmar que ΔT_1 e ΔT_2 devem

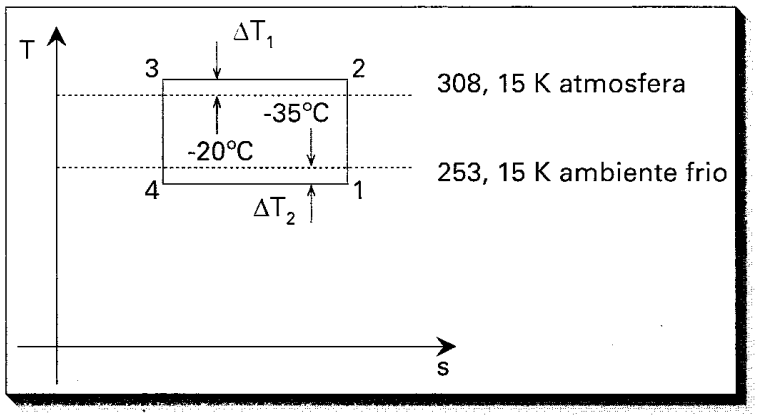


Figura 2.10 — Limites de temperatura em um circuito frigorífico.

assumir os mínimos valores possíveis, uma vez que, nesse caso, a temperatura de condensação será a menor possível, ao mesmo tempo em que a temperatura de evaporação assumirá seu valor máximo. Entretanto, uma redução de ΔT implica num incremento na área de troca de calor, como será observado no Capítulo 6, sobre evaporadores. No limite, um ΔT nulo exigiria um trocador de calor de área infinita. Percebe-se, assim, que um compromisso econômico deverá fixar o valor de ΔT.

Exemplo 2.5

Um circuito frigorífico remove calor de uma câmara refrigerada a -20° C e o rejeita para a água de um lago a 20° C. A fim de melhorar o COP do ciclo, propõe-se resfriar a água do lago até 10° C, através de um segundo circuito frigorífico. Qual deve ser o COP combinado de ambos ciclos de Carnot?

Solução

Para cada kJ de refrigeração, o trabalho necessário no ciclo simples, ilustrado na Fig. 2.11a, será dado pela seguinte expressão:

$$(\text{Trabalho})_{\text{simples}} = \frac{1\text{kJ}}{\text{COP}} = \frac{1\text{kJ}}{\dfrac{253,15}{293,15-253,15}} = 0,158\ \text{kJ}$$

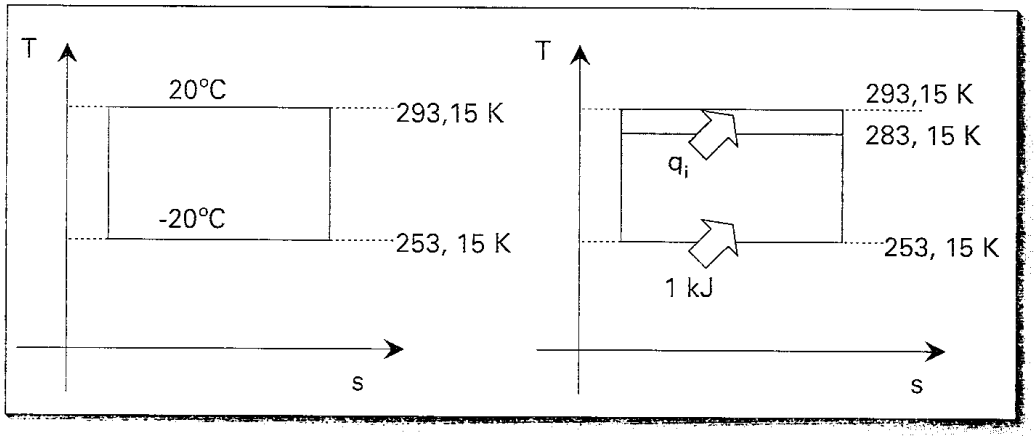
No caso dos ciclos combinados, ilustrado na Fig. 2.11b, para cada kJ que o ciclo de baixa temperatura remove a 253,15 K, uma quantidade de calor q_i deverá ser rejeitada à temperatura intermediária, 283,15 K. Essa mesma quantidade de calor deverá ser cedida ao ciclo de alta temperatura.

Para cada kJ de refrigeração a 253,15 K, q_i = (1) × (283,15 : 253,15) = 1,1185 kJ. O trabalho total para os ciclos combinados, correspondente a 1kJ de refrigeração será dado por:

$$(\text{Trabalho})_{\text{combinado}} = \frac{1\text{kJ}}{\dfrac{253,15}{283,15-253,15}} + \frac{1,1185\text{kJ}}{\dfrac{283,15}{293,15-283,15}}$$

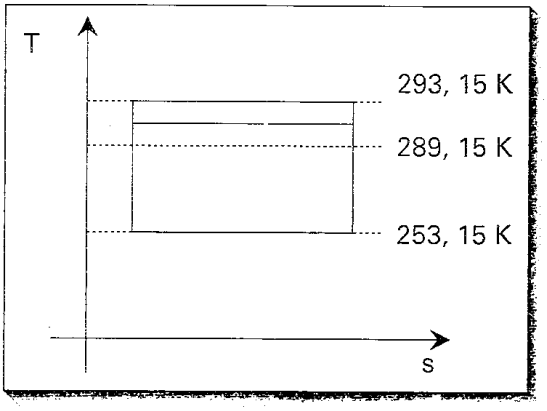
$$(\text{Trabalho})_{\text{combinado}} = 0,1185 + 0,0395 = 0,158\ \text{kJ}$$

Figura 2.11 — Remoção de calor a –20°C e rejeição a 20°C através: a) de um ciclo de Carnot simples, b) de ciclos de Carnot combinados (2 estágios).



Percebe-se que o trabalho é o mesmo em ambos os casos. Na prática, a temperatura de rejeição de calor do ciclo de baixa temperatura deveria ser superior à temperatura de refrigeração do ciclo a alta temperatura, como se mostra na Fig. 2.12. Os ciclos combinados, dessa maneira, exigiriam um trabalho superior aos 0,158 kJ acima obtidos.

Figura 2.12 — Ciclos de Carnot combinados com superposição de temperaturas.

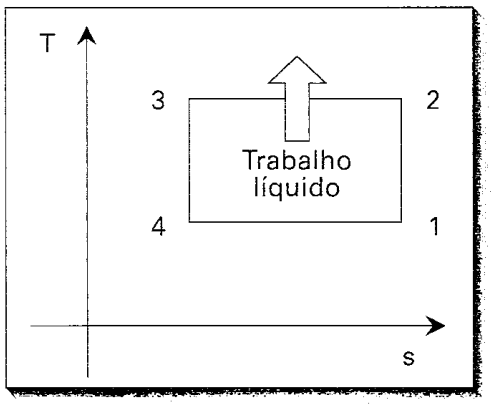


2.11 — A bomba de calor de Carnot

Os sistemas frigoríficos são, no sentido figurado, bombas de calor, uma vez que removem calor de uma região a baixa temperatura e o transferem a outra a alta temperatura. Entretanto, a denominação Bomba de Calor é utilizada para designar ciclos frigoríficos dos quais se pretende aproveitar o calor rejeitado para o meio a alta temperatura, em contraste com ciclos frigoríficos, cuja função é a remoção de calor do meio a baixa temperatura. Enquanto a eficiência de um ciclo frigorífico é caracterizada pelo COP, a da Bomba de Calor deve ser modificada para satisfazer a premissa proposta anteriormente para a eficiência, definida como uma relação entre a quantidade desejada e a energia que deve se pagar para produzir aquela quantidade. O nome adotado para a eficiência da Bomba de Calor é o Coeficiente de Desempenho, HPPF*, definido como:

* *Iniciais de "**H**eat **P**ump **P**erformance **F**actor"*

Figura 2.13 — A Bomba de Calor de Carnot.



$$\text{HPPF} = \frac{\text{Calor rejeitado para o meio a alta temperatura}}{\text{Trabalho líquido necessário para a operação do ciclo}}$$

Em relação ao ciclo de Carnot ilustrado na Fig. 2-13, a área sob a linha 2-3 representa o calor rejeitado para o meio a alta temperatura pela Bomba de Calor, enquanto o trabalho líquido é representado pela área do retângulo representativo do ciclo, 1-2-3-4. Nessas condições, o HPPF pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$\text{HPPF}\frac{(s_2 - s_3)T_2}{(s_2 - s_3)(T_2 - T_1)} = \frac{T_2}{(T_2 - T_1)} \tag{2-7}$$

O HPPF se relaciona ao COP do ciclo operando entre os mesmos níveis de temperatura, uma vez que

$$\text{HPPF} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} = \frac{T_1 - T_1 + T_2}{T_2 - T_1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} + \frac{T_2 - T_1}{T_2 - T_1}$$

$$\text{HPPF} = \text{COP} + 1 \tag{2-8}$$

A relação entre o HPPF e o COP reflete o fato do primeiro envolver o calor rejeitado que é a soma do calor removido do meio a baixa temperatura e o trabalho líquido necessário para operar o ciclo.

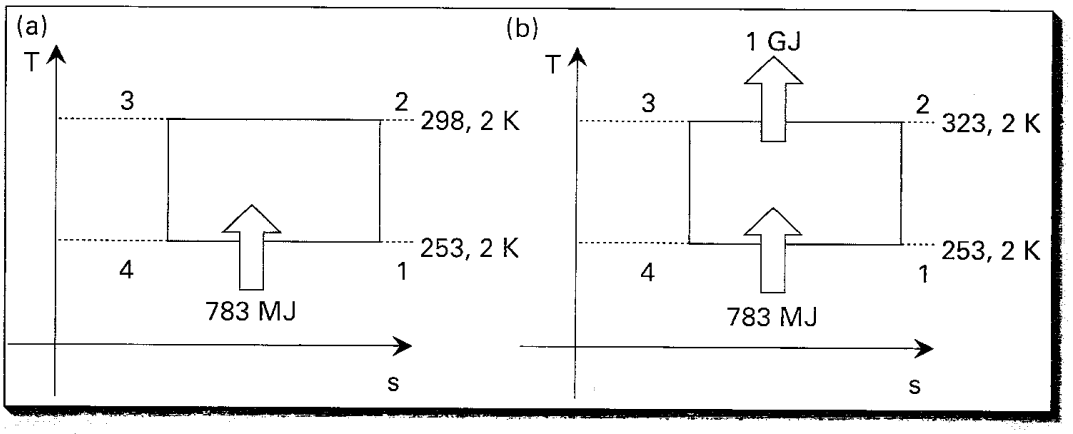
Exemplo 2.2

O circuito frigorífico de uma planta de processamento de alimentos opera a uma temperatura de evaporação de −20° C, rejeitando calor para a atmosfera a 25° C. Se a temperatura à qual calor é rejeitado fosse elevada para 50° C, esse calor poderia ser utilizado em um processo de aquecimento. Qual deve ser o custo adicional de compressão resultante da elevação da temperatura de condensação de modo a proporcionar 1GJ de aquecimento, se o sistema operasse segundo um ciclo de Carnot? O custo da energia pode ser admitido 0,06 US$ por kWh.

Solução

Para efeito comparativo, ambos os ciclos devem remover a mesma quantidade de calor do ambiente a baixa temperatura, como se mostra

Figura 2.14 — Exemplo 2-9 a) somente refrigeração, b) ciclo de Bomba de Calor.



na Fig. 2.14. Tal quantidade pode ser determinada através da eficiência do ciclo da Bomba de Calor:

$$(\text{Refrigeração}) = (1\times10^9\ \text{J})\left(\frac{253,2}{323,2}\right) = 783\ \text{MJ}$$

O trabalho líquido no ciclo frigorífico poderá ser calculado:

$$(\text{Trabalho}) = (783\ \text{MJ})\left(\frac{298,2-253,2}{253,2}\right) = 139\ \text{MJ}$$

O trabalho líquido no ciclo de Bomba de Calor:

$$(\text{Trabalho}) = (783\ \text{MJ})\left(\frac{323,2-253,2}{253,2}\right) = 216\ \text{MJ}$$

O trabalho adicional de compressão será igual a: 216–139 = 77 MJ. Como 1 kWh = 3.600 kWs = 3600 kJ, o trabalho adicional de 77 MJ ou 77.000 kJ deverá custar:

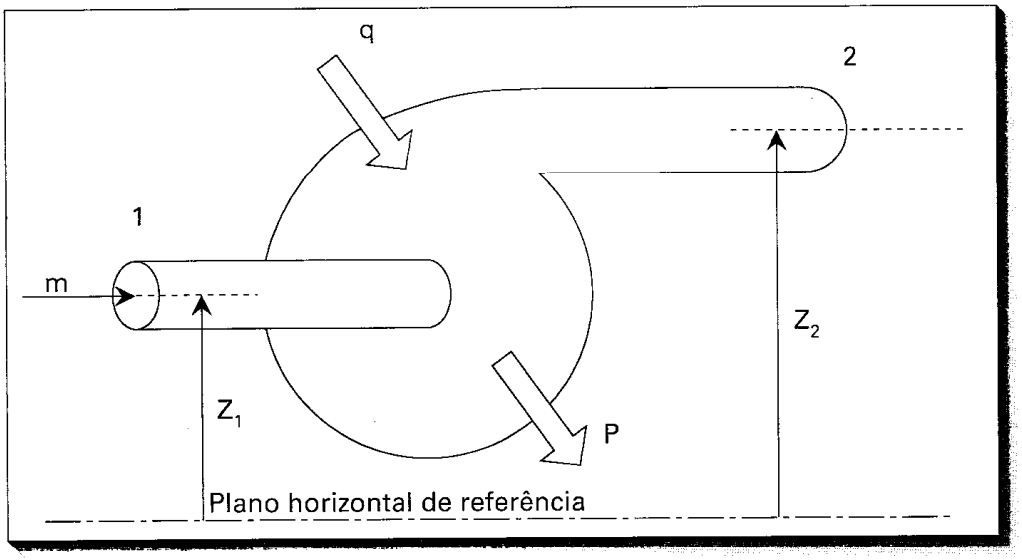
$$(\text{Custo}) = \frac{0,06}{3600}\left(\frac{\text{US\$}}{\text{kJ}}\right)\times 77.000 = 1,29\ \text{US\$}$$

2.12 — A Equação da Conservação da Energia para Regime Permanente

Uma das formas da equação do 1º Princípio da Termodinâmica, também denominada de equação da Conservação de Energia, mais empregada em aplicações frigoríficas é aquela válida para um Volume de Controle em Regime Permanente. Os termos que intervêm na equação da Conservação de Energia para a maioria das aplicações que serão consideradas neste texto são ilustrados na Fig. 2.15. A equação tem a seguinte forma:

$$m\left(h_1+\frac{V_1^2}{2}+z_1g\right)+q=m\left(h_2+\frac{V_2^2}{2}+z_2g\right)+P \qquad (2\text{-}9)$$

Figura 2.15 — Um Volume de Controle limitado por duas seções, 1 e 2, em uma corrente de fluido, com os parâmetros intervenientes.



onde:

m = vazão do fluido, kg/s
h = entalpia, J/kg
V = velocidade, m/s
z = elevação acima de um plano horizontal de referência, m
q = taxa de transferência de calor para o fluido, W
P = Potência resultante do trabalho de eixo desenvolvido pelo fluido, W
g = aceleração da gravidade local, m/s^2

Exemplo 2.3

Amônia no estado líquido a 35° C e a uma pressão absoluta de 1500 kPa circula por um tubo que apresenta um trecho em elevação de comprimento 4 m, como se mostra na Fig. 2.16. Qual deve ser a pressão no nível mais alto da tubulação?

Solução

A Equação da Conservação de Energia para Regime Permanente pode ser aplicada entre as seções 1 e 2 do tubo, para as seguintes condições:

- não há realização de trabalho, P = 0
- não há transferência de calor, q = 0
- a amônia não experimenta qualquer variação de temperatura.

Assim, como a seção transversal do tubo permanece constante entre 1 e 2, $V_1 = V_2$, de modo que a Eq. (2-9) pode ser escrita como:

$$h_1 + z_1 g = h_2 + z_2 g \qquad (2\text{-}10)$$

Considerando a definição de entalpia apresentada na Eq. (2-4), a Eq. (2-10) pode ser transformada, resultando:

$$u_1 + p_1 v_1 + z_1 g = u_2 + p_2 v_2 + z_2 g$$

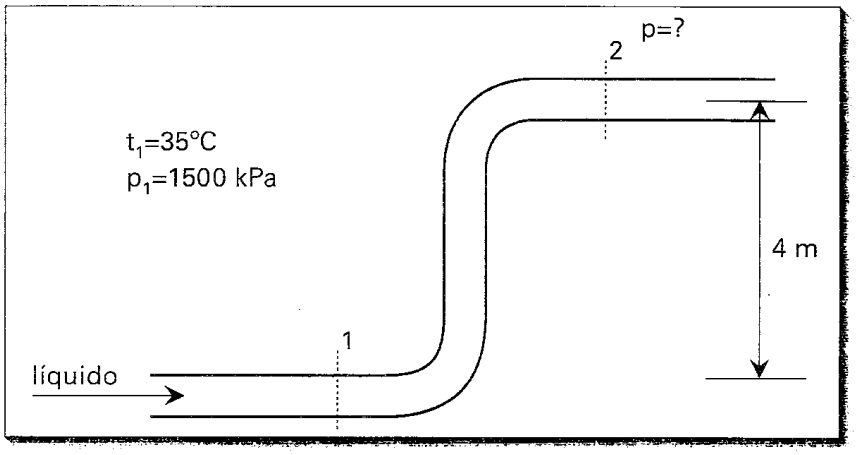


Figura 2.16 — Linha de amônia em estado líquido para o Exemplo 2-10.

Como a energia interna, u, depende exclusivamente da temperatura, do fato desta permanecer constante resulta que $u_1 = u_2$. Uma última simplificação pode ser ainda introduzida relacionada ao fato do volume específico (inverso da densidade) permanecer constante e igual a 1,7023 l/kg ou 0,0017023 m^3/kg. Assim, assumindo que a aceleração local da gravidade seja igual a 9,81 m/s^2, a Equação da Conservação da Energia pode ser finalmente escrita como:

$$p_1\,(0{,}0017023) + z_1\,(9{,}81) = p_2\,(0{,}0017023) + z_2\,(9{,}81)$$

Logo,

$$p_2 = p_1 + (z_1 - z_2)\left(\frac{9{,}81}{0{,}0017023}\right)$$

$$p_2 = 1.500{,}00 + (-4)\left(\frac{9{,}81}{0{,}0017023}\right) = 1.500.000 - 23.050$$

$$p_2 = 1.476.950 \text{ Pa} = 1477 \text{ kPa}$$

No exemplo 2.10, somente foi considerada a redução da pressão resultante do trecho em elevação. Na realidade, uma diminuição adicional de pressão deve ocorrer como resultado do efeito do atrito. Se a pressão fosse reduzida até níveis inferiores a 1352 kPa, que é a pressão de saturação correspondente a 35°C, verificar-se-ia a formação de vapor. Nessas condições, se a amônia líquida que escoa no tubo fosse dirigida para um dispositivo de expansão, a presença de vapor poderia promover uma blocagem daquele dispositivo, comprometendo sua capacidade de controle da vazão.

Um compressor circula 1,4 kg/s de R-22, recebendo o refrigerante na admissão em um estado para o qual a entalpia é igual a 405 kJ/kg. Na descarga, o estado do refrigerante é tal que sua entalpia é de 440 kJ/kg. A potência fornecida ao R-22 pelo compressor é de 62 kW. Nessas condições, qual deve ser a taxa de transferência de calor entre o refrigerante e o meio?

Solução

O processo de que trata o enunciado é ilustrado na Fig. 2.17. A Equação da Conservação da Energia para Regime Permanente, Eq (2-9), pode ser simplificada se as variações de energia cinética e energia potencial (elevação) forem desprezadas. Nessas condições,

$$mh_1 + q = mh_2 + P \qquad (2\text{-}11)$$

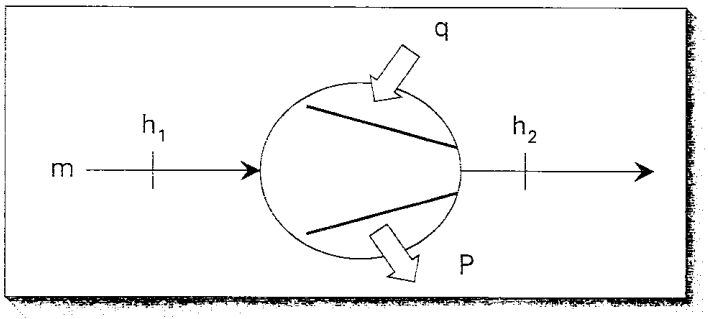
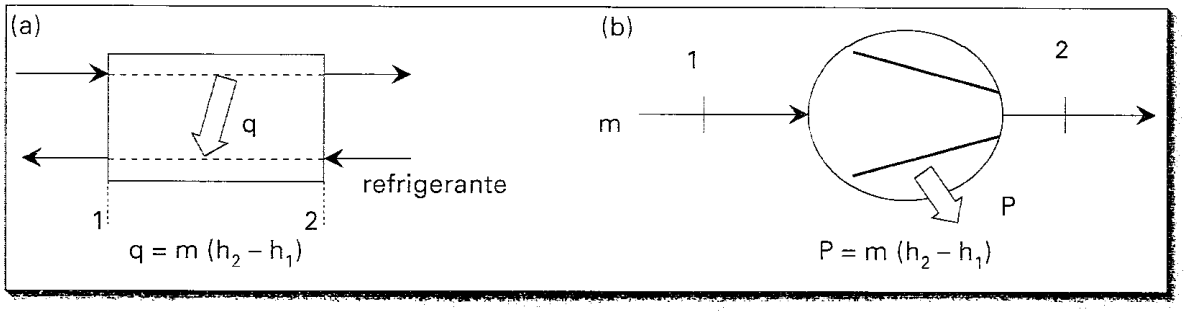


Figura 2.17 — Parâmetros intervenientes no processo de compressão do Exemplo 2-11.

Figura 2.18 — Duas aplicações típicas da Equação de Conservação da Energia para Regime Permanente.



O trabalho de eixo neste caso é negativo, uma vez que é aplicado ao fluido. Assim, P = −62 kW, de modo que, substituindo as letras pelos seus valores na Eq. (2-11), resulta:

(1,4 kg/s) (405 kJ/kg) + q = (1,4) (440) + (−62,0)

q = −13 kW

O sinal negativo da taxa de transferência de calor indica que calor é transferido do compressor para o meio.

Na Fig. 2.18 são apresentadas duas aplicações da Equação da Conservação da Energia para Regime Permanente, na sua forma simplificada. A Fig. 2.18a ilustra um trocador de calor que tanto poderia ser um evaporador como um condensador. A taxa de transferência de calor, q, está relacionada à variação da entalpia. Na Fig. 2.18b, em que se mostra um processo de compressão, os termos associados à elevação e à velocidade são desprezados, bem como a transferência de calor (q = 0), de modo que a potência de compressão adiabática resulta igual ao produto da vazão pela variação de entalpia. Além disso, se a compressão fosse admitida ideal, a entropia do estado de descarga, estado 2, seria igual à entropia do estado 1. Tal processo ideal de compressão será explorado mais adiante neste capítulo. As formas resumidas e simplificadas da Equação da Conservação da Energia, apresentadas na Fig. 2.18, são de uso freqüente em aplicações frigoríficas, razão pela qual serão revistas em diversos capítulos deste texto.

2.13 — Análise do ciclo de Carnot através das entalpias

Outro modo de avaliar o desempenho de ciclos poderia ser pelo emprego de vazões e entalpias para o cálculo das taxas de transferência de calor em trocadores de calor e pela determinação da potência transferida ao refrigerante no processo de compressão.

Exemplo 2.12

A instalação frigorífica da Fig. 2.19a opera segundo um ciclo de Carnot, como ilustrado na Fig. 2.19b. O refrigerante é R-502 e sua vazão no circuito é de 1,4 kg/s. As temperaturas de condensação e de evaporação são respectivamente iguais a 30° C e −10° C. Nessas condições, determine:

a) as entalpias correspondentes aos estados indicados no circuito,
b) a taxa de resfriamento,
c) a potência de compressão,
d) a potência do motor térmico,
e) a taxa de rejeição de calor no condensador e
f) o COP do ciclo.

Solução

a) Por tratar-se de um ciclo de Carnot, os processos 1-2, de compressão, e 3-4, de expansão no motor térmico, são isoentrópicos. Nessas condições, $s_1 = s_2$ e $s_3 = s_4$. Por outro lado, os processos 2-3 e 4-1 ocorrem a temperatura constante. Nessas condições, os valores da entalpia associados aos estados indicados podem ser diretamente obtidos da Tabela A-8, resultando iguais a:

h_2 = entalpia do vapor saturado a 30° C = 357,6 kJ/kg
h_3 = entalpia do líquido saturado a 30° C = 235,6 kJ/kg

O estado 1 corresponde a uma mistura de líquido e vapor a − 10° C, cuja entropia, s_1, é igual à entropia do estado 2, s_2. Como o estado 2 é de vapor saturado a 30° C, da Tabela A-8, obtém-se s_2 = 1,5240 kJ/kg.K. Assim, o título do vapor no estado 1 será dado pela seguinte expressão:

$$x = \frac{s_1 - s_{liq\ sat}}{s_{vapor\ sat} - s_{liq\ sat}} = \frac{h_1 - h_{liq\ sat}}{h_{vapor\ sat} - h_{lliq\ sat}}$$

Da Tabela A-8, para −10° C:

$s_{vapor\ sat.}$ = 1,5421 kJ/kg.K e $s_{líq.sat.}$ = 0,9590 kJ/kg.K.

Quanto às entalpias:

$h_{vapor\ sat.}$ = 342,3 kJ/kg e $h_{líq.sat.}$ = 188,9 kJ/kg.

então:

$$\frac{1,5240 - 0,9590}{1,5421 - 0,9590} = \frac{h_1 - 188,9}{342,3 - 188,9}$$

de onde se obtém $h_1 = 337,6$ kJ/kg

Com relação a h_4, o seu valor pode ser obtido de maneira semelhante, através das entropias do líquido e do vapor saturados a $-10°$ C e da entropia s_4 que é igual a s_3. Esta pode ser obtida da Tabela A.8, resultando igual a 1,1217 kJ/kg K (líquido saturado a 30° C).

$$\frac{s_4 - s_{liq\ sat}}{s_{vapor\ sat} - s_{liq\ sat}} = \frac{h_4 - h_{liq\ sat}}{h_{vapor\ sat} - h_{liq\ sat}}$$

$$\frac{1,1217 - 0,9590}{1,5421 - 0,9590} = \frac{h_4 - 188,9}{342,3 - 188,9}$$

$h_4 = 231,7$ kJ/kg

Resumindo: $h_1 = 337,6$ kJ/kg
$h_2 = 357,6$ kJ/kg
$h_3 = 235,7$ kJ/kg
$h_4 = 231,7$ kJ/kg

b) A refrigeração produzida pela unidade de massa de refrigerante denomina-se de Efeito de Refrigeração. Neste caso:

$h_1 - h_4 = 337,6 - 231,7 = 105,9$ kJ/kg

A taxa de refrigeração, q_e, é igual ao produto da vazão de refrigerante pelo Efeito de Refrigeração:

$q_e = (1,4$ kg/s) (105,9 kJ/kg)
$= 148,2$ kW

c) A potência de compressão, P_c será igual:

$P_c =$ (vazão) $(h_2 - h_1) = (1,4$ kg/s) (357,6 - 337,6 kJ/kg)
$= 28,1$ kW

d) A potência desenvolvida pelo motor térmico, P_m, poderá ser calculada do seguinte modo:

$P_m =$ (vazão) $(h_3 - h_4) = (1,4$ kg/s) (235,7 - 231,7 kJ/kg)
$= 5,54$ kJ/s $= 5,54$ kW

e) A taxa de rejeição de calor no condensador, q_c, será igual a:

$q_c =$ (vazão) $(h_2 - h_3) = (1,4$ kg/s) (357,6 - 235,7)
$= 170,7$ kW

f) O coeficiente de eficácia do ciclo, COP, é dado pela relação entre a taxa de refrigeração e a potência líquida que deve ser fornecida,

$$COP = \frac{148,2}{28,1 - 5,54} = 6,58$$

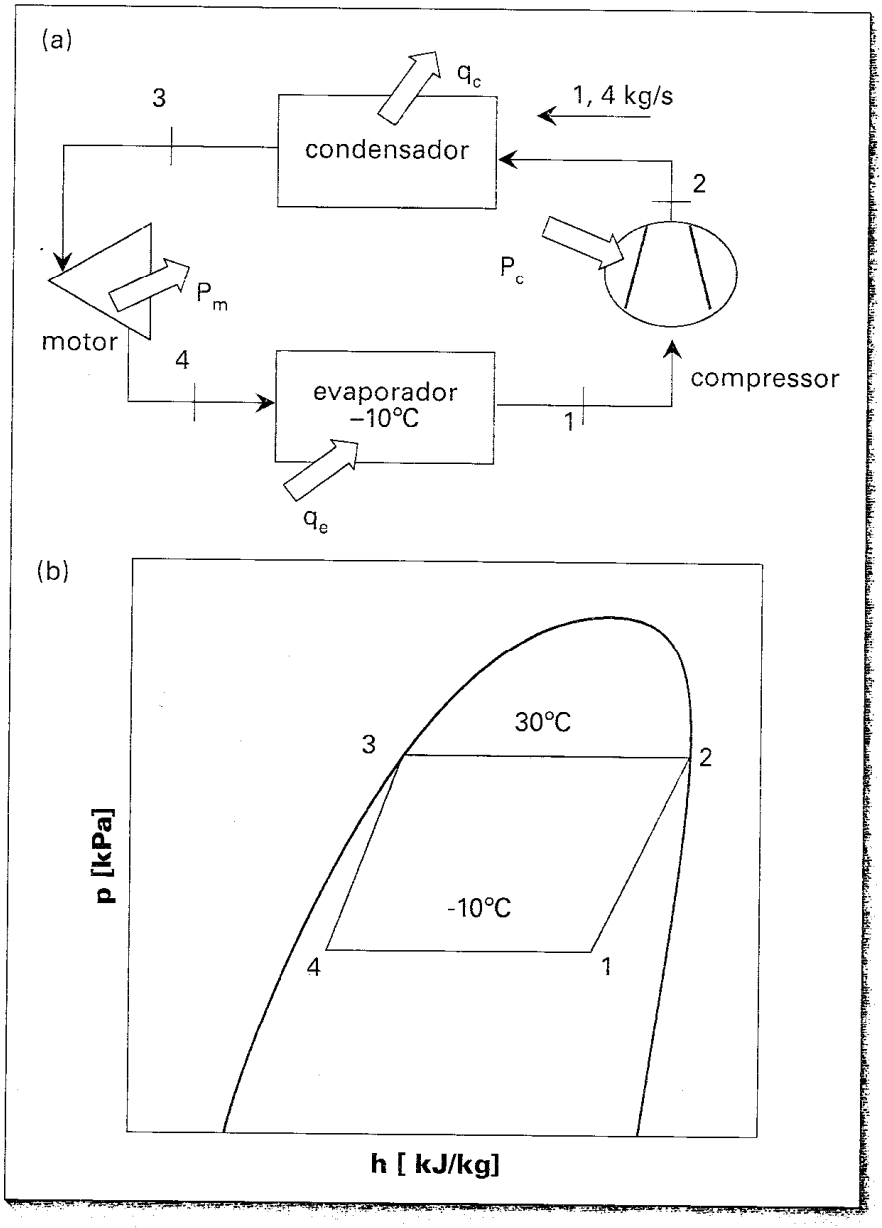


Figura 2.19 — a) O circuito frigorífico; b) o diagrama p-h para o sistema do Exemplo 2.12.

Como se trata de um ciclo de Carnot, o COP pode ser determinado por uma relação entre as temperaturas limite do ciclo, Eq. (2-6).

$$\text{COP} = \frac{-10 + 273{,}15}{(30 + 273{,}15) - (-10 + 273{,}15)} = 6{,}58$$

2.14 — A Tonelada de Refrigeração

No meio técnico utiliza-se com freqüência a Tonelada de Refrigeração, designada por TR, para a capacidade frigorífica de uma instalação, sendo definida como:

1 Tonelada de Refrigeração = 12.000 Btu/h = 200 Btu/min

A origem do termo Tonelada de Refrigeração remonta aos primórdios da Refrige-

ração. Na indústria de produção de gelo, uma instalação que produzisse uma tonelada de gelo por dia, exigiria uma taxa de refrigeração correspondente ao congelamento de 2000 libras de água em um dia, o que corresponde a uma taxa média de refrigeração de:

$$\frac{(2.000 \text{ lb}) \times (144 \text{ Btu/lb})}{(24 \text{ h})} = 12.000 \text{ Btu/h}$$

A capacidade de refrigeração obtida no exemplo 2.12b é de 8.428 Btu/min, que corresponde a

$$\frac{8.428}{(200 \text{ Btu/min por TR})} = 42,1 \text{ TR}$$

2.15 — Compressão de vapor seco comparada à compressão de vapor úmido

Nas próximas seções, algumas modificações do ciclo de Carnot serão introduzidas, tendo como objetivo aproximá-lo de uma condição mais realista, do que resultará o denominado "Ciclo Padrão de Compressão a Vapor". Assim, dois processos do ciclo de Carnot da Fig. 2-19 serão revistos: a compressão e a expansão. O primeiro nesta seção, ao passo que a expansão será abordada na seguinte. Na Fig. 2.20, o ciclo é novamente mostrado no diagrama p-h. A compressão a partir de um estado em que coexistam as fases líquido e vapor, estado 1, é denominada de compressão úmida, uma vez que ocorre com a presença da fase líquido. Esta pode dar origem a alguns problemas. Entre os principais, a diluição do óleo de lubrificação pela presença de refrigerante líquido nas paredes dos cilindros em compressores alternativos. Tal diluição acarreta uma significativa redução da eficiência de lubrificação do óleo. Outro problema é a possibilidade de erosão das válvulas pelo refrigerante líquido. Uma última dificuldade causada pela compressão úmida está relacionada à dificuldade de controlar as vazões de líquido e de vapor de modo que o estado da mistura seja o estado 1, a partir do qual o processo de compressão resulte em um estado de descarga correspondente ao estado 2, de vapor saturado. No capítulo 5, quando da discussão de compressores de parafuso, mostrar-se-á que, freqüentemente, aqueles compressores são operados a partir de condições próximas da compressão úmida, uma vez que refrigerante líquido é introduzido na câmara de compressão, misturando-se com o vapor.

Exemplo 2.13

Uma instalação frigorífica opera segundo um ciclo como o 1′ -2′ -3 - 4 da Fig. 2.20. O refrigerante é R-502 e as temperaturas de evaporação e condensação são respectivamente iguais a -10° C e 30° C. A vazão de refrigerante é de 1,4 kg/s. Esse ciclo substitui, assim, a compressão úmida pela seca. Determine:

a) as entalpias de todos os estados indicados no ciclo,
b) a taxa de resfriamento,
c) a potência de compressão,
d) a potência do motor térmico,
e) a taxa de rejeição de calor no condensador,
f) o COP.

Solução

a) O processo de compressão 1′ –2′ é admitido isoentrópico, desde o estado de admissão 1′, de vapor saturado a –10° C, como ilustrado na Fig. 2.20. Da Tabela A.8, $h_{1'}$ = 342,31 kJ/kg. A entalpia do estado 2′, de descarga, pode ser determinada com o auxílio do diagrama p-h para a região de vapor superaquecido do R-502 da Fig. B.5. Como o processo de compressão é isoentrópico, basta seguir ao longo da linha isoentrópica que passa pelo estado 1′ até a pressão corres-pondente à temperatura de condensação de 30° C, como ilustrado na Fig. 2.21. Nessa figura a compressão se processa até uma temperatura superior a 30° C, até que a pressão de 1.320 kPa seja atingida. Essa pressão, como foi dito acima, é a pressão de saturação correspondente à temperatura de 30° C. Assim, do diagrama obtém-se a temperatura do estado 2′, 37° C, e sua entalpia, 364 kJ/kg. As entalpias dos estados 3 e 4 são iguais às do Exemplo 2.12. Resumindo:

$h_{1'}$ = 342,3 kJ/kg
$h_{2'}$ = 364,0 kJ/kg
h_3 = 235,7 kJ/kg
h_4 = 231,7 kJ/kg

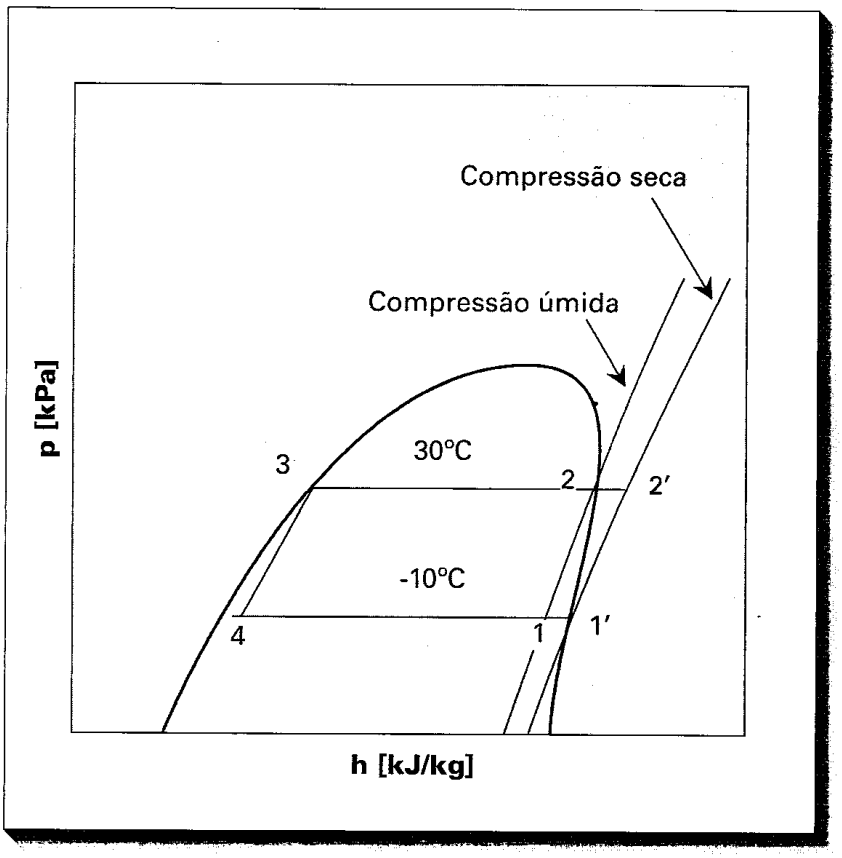


Figura 2.20 — Compressões úmida e seca.

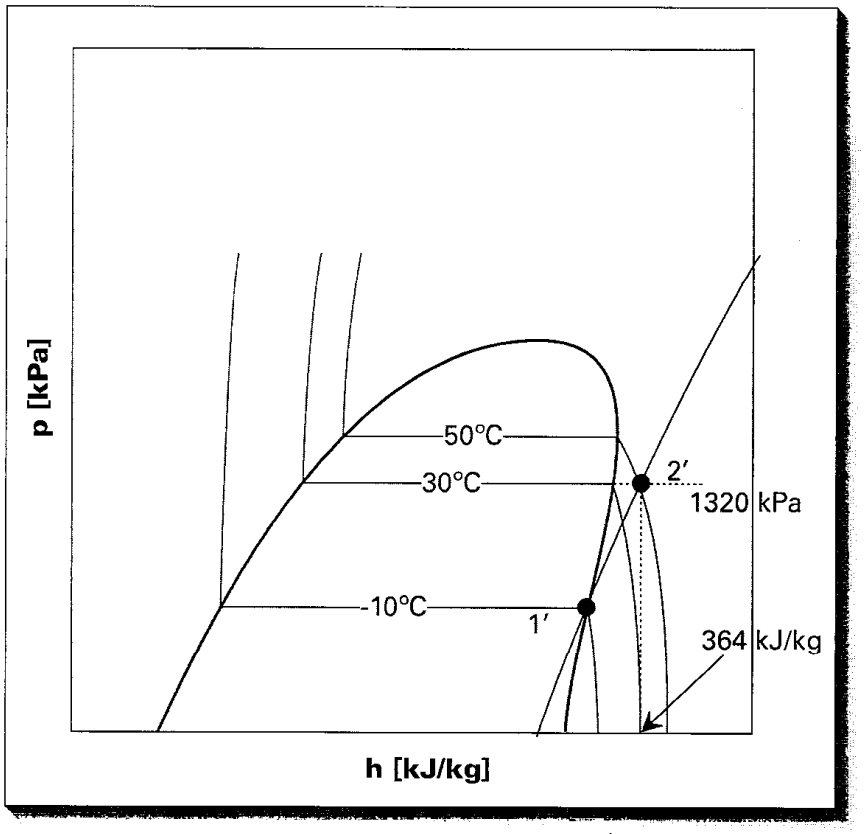


Figura 2.21 — Compressão isoentrópica na região de vapor superaquecido.

Os outros quesitos deste exemplo podem ser determinados de maneira análoga àquela do Exemplo 2.12.

b) q_e = (1,4 kg/s) (342,3 - 231,7 kJ/kg)
= 154,8 kW

c) P_c = (1,4 kg/s) (364,0 - 342,3 kJ/kg)
= 30,37 kW

d) P_m = (1,4 kg/s) (235,7 - 231,7 kJ/kg)
= 5,54 kW

e) q_c = (1,4 kg/s) (364,0 - 235,7 kJ/kg)
= 179,7 kW

f) $$COP = \frac{154,8}{30,37 - 5,54} = 6,23$$

A mudança do ciclo de Carnot através da compressão seca incrementou a taxa de resfriamento de 148,2 kW para 154,83 kW. Por outro lado, a potência de compressão aumentou significativa-mente, do que resultou uma redução do COP de 6,58 para 6,23.

2.16 — O motor térmico comparado a um dispositivo de expansão

O processo 3-4 do ciclo ilustrado na Fig. 2.20 será o próximo a ser revisto, no sentido de transformar o ciclo de Carnot num Ciclo Padrão de Compressão a Vapor. Inicialmente, a expansão do refrigerante líquido do estado de alta pressão, estado 3, para o de baixa pressão, estado 4, foi realizada por intermédio de um motor térmico reversível, resultando num processo 3-4 isoentrópico. O trabalho produzido pelo motor era utilizado no processo de compressão 1-2. Entretanto, uma série de problemas de ordem prática aparecem quando se tenta realizar a expansão 3-4 por intermédio de um motor, contando-se entre eles:

- a dificuldade de se desenvolver um motor que opere com uma mistura líquido-vapor como a que se forma no processo 3-4;
- a dificuldade no controle do motor, considerando que a vazão de refrigerante a ser admitida no evaporador deve ser adequadamente controlada a fim de garantir a proporção correta de vapor saturado na saída;
- a dificuldade em acoplar o motor ao compressor.

Tais dificuldades são suficientemente restritivas para tornar a utilização do motor térmico problemática, razão pela qual nenhum circuito frigorífico adota tal solução. O processo de expansão entre os estados 3 e 4 é realizado pelo estrangulamento do refrigerante num dispositivo ou válvula de expansão. A relação entre as propriedades dos refrigerantes na entrada e saída do dispositivo de expansão, como se mostra na Fig. 2.22, pode ser obtida da Equação da Conservação da Energia para Regime Permanente, Eq (2-9). Como o trabalho de eixo é nulo, P = 0. Além disso, a variação de energia potencial é nula ou, no caso de uma linha vertical, desprezível. Com relação à energia cinética $V^2/2$, a variação pode ser admitida desprezível, embora se verifique uma mudança na velocidade média do refrigerante entre os estados 3 e 4. Finalmente, a taxa de transferência de calor no processo é admitida nula. Considerando todas as hipóteses simplificadoras, a Equação da Energia para o dispositivo de expansão resulta igual a:

$$h_3 = h_4 \qquad (2\text{-}12)$$

Assim, a substituição do motor térmico por um dispositivo de expansão resulta num ciclo como o ilustrado na Fig. 2.23a, cujo diagrama p-h se mostra na Fig. 2.23b, onde a compressão seca já foi incorporada .

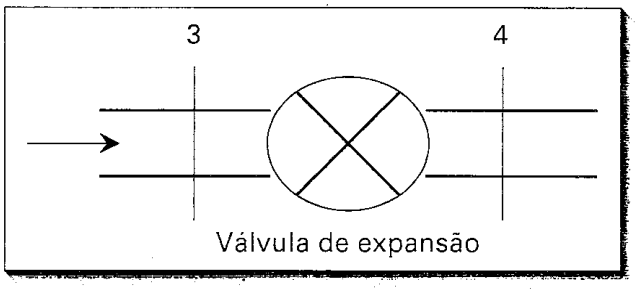


Figura 2.22 — O escoamento de um refrigerante por um dispositivo de expansão.

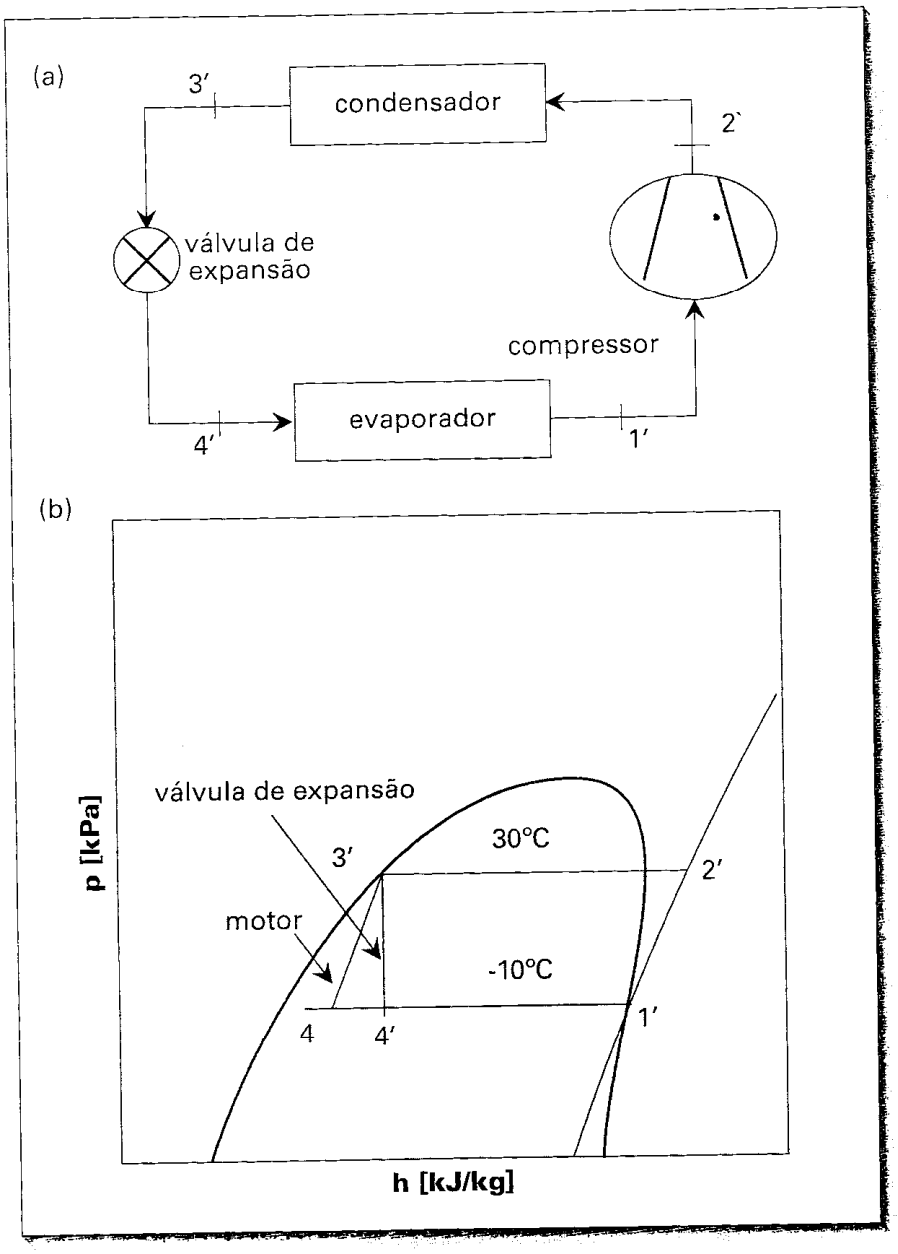


Figura 2.23 – Ciclo onde o motor foi substituído pelo dispositivo de expansão: a) a instalação; b) o diagrama p-h do ciclo, com compressão seca.

Uma instalação frigorífica opera segundo o ciclo 1′ -2′ -3′ -4′ da Fig. 2.23. O refrigerante é R-502 e as temperaturas de evaporação e de condensação são respectivamente iguais a -10° C e 30° C. A vazão de refrigerante é igual a 1,4 kg/s. O motor do ciclo da Fig. 2.20 foi substituído por um dispositivo de expansão. Determine:

a) as entalpias dos estados indicados,
b) a taxa de resfriamento,
c) a potência de compressão,
d) a taxa de rejeição de calor no condensador,
e) o COP.

Solução

a) As entalpias dos estados 1′, 2′ e 3′ assumem os mesmos valores do Exemplo 2.13. Da Eq. (2-12), $h_{4'} = h_{3'}$, de modo que:

$h_{1'} = 343{,}3$ kJ/kg
$h_{2'} = 364{,}0$ kJ/kg
$h_{3'} = 235{,}7$ kJ/kg
$h_{4'} = 235{,}7$ kJ/kg

b) $q_e = (1{,}4 \text{ kg/s})(342{,}3 - 235{,}7 \text{ kJ/kg})$
$= 148{,}3$ kW

c) $P_c = (1{,}4 \text{ kg/s})(364{,}0 - 342{,}3 \text{ kJ/kg})$
$= 30{,}37$ kW

d) $q_c = (1{,}4 \text{ kg/s})(364{,}0 - 235{,}7 \text{ kJ/kg})$
$= 179{,}7$ kW

e) $$COP = \frac{148{,}3}{30{,}37} = 4{,}88$$

A substituição do motor reversível por um dispositivo de expansão causou uma redução no valor do COP de 6,23 para 4,88. Dois são os efeitos responsáveis por tal redução: a não disponibilidade da potência no eixo do motor e a redução do efeito de refrigeração, uma vez que $h_{4'}$ é maior que h_4.

2.17 — O Ciclo Padrão de Compressão a Vapor e suas variantes

Modificações do ciclo de Carnot, a compressão seca e a eliminação do motor térmico, levaram ao estabelecimento do denominado Ciclo Padrão de Compressão a Vapor, ilustrado inicialmente na Fig. 2.23 e reproduzido no diagrama p-h da Fig. 2.24.

Tal ciclo consiste dos seguintes processos:

1-2 compressão isoentrópica até a pressão de condensação;

2-3 redução da temperatura do vapor seguida de condensação até líquido saturado a pressão constante;

3-4 expansão isoentálpica até a pressão de evaporação no dispositivo de expansão;

4-1 evaporação até o estado de vapor saturado a pressão constante.

A completa determinação dos estados representativos do Ciclo Padrão de Compressão a Vapor pode permitir aos engenheiros de refrigeração a avaliação mais ou menos precisa da vazão de refrigerante e a vazão volumétrica deslocada pelo compressor, além de propiciar uma estimativa adequada de pressões e temperaturas. A potência real de compressão pode também ser razoavelmente estimada se a eficiência do compressor for corretamente assumida. Essa eficiência gira em torno de 75 a 80%.

Em circuitos frigoríficos dotados de válvula de expansão termostática, o refrigerante na saída do evaporador deve estar no estado de vapor superaquecido, em virtude das características operacionais desse tipo de válvula. Por outro lado, é muito comum que,

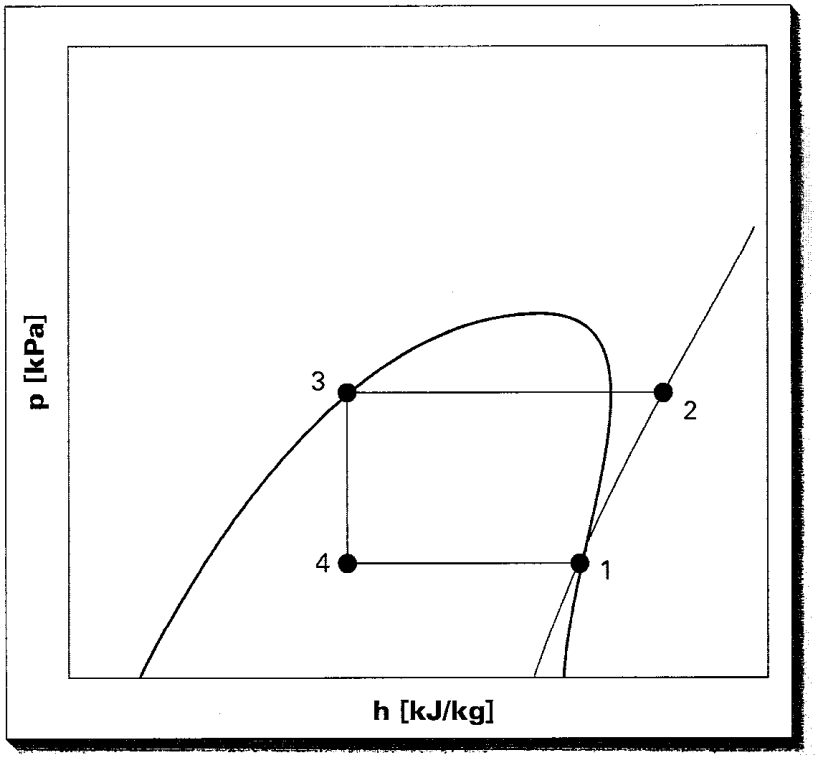


Figura 2.24 — O Ciclo Padrão de Compressão a Vapor.

como resultado de trocas de calor do refrigerante condensado com superfícies frias, o estado do mesmo na saída do condensador seja de líquido sub-resfriado (ou comprimido). As duas situações acima referidas representam afastamentos do Ciclo Padrão de Compressão a Vapor, resultando um ciclo como o ilustrado no diagrama p-h da Fig. 2.25.

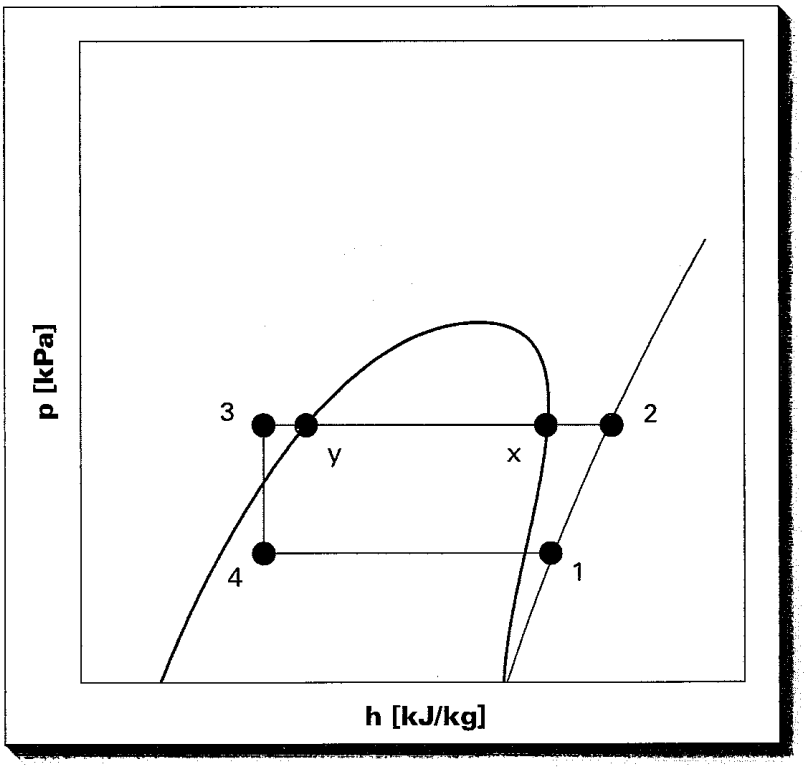


Figura 2.25 — O Ciclo Padrão de Compressão a Vapor com estados alterados na saída do evaporador e do condensador.

Exemplo 3.12

Uma instalação frigorífica a amônia opera a pressões manométricas de evaporação e de condensação iguais, respectivamente, a 190 kPa e 1000 kPa. O refrigerante deixa o evaporador 5° C superaquecido, ao passo que na saída do condensador o seu sub-resfriamento é de 3° C. A capacidade de refrigeração dessa instalação é de 240 kW. Determine:

a) as temperaturas de evaporação e condensação, além das temperaturas do refrigerante nas saídas do evaporador e do condensador;
b) a vazão volumétrica deslocada pelo compressor, medida no estado correspondente à aspiração;
c) a temperatura do refrigerante na descarga do compressor;
d) a potência de compressão, admitindo que o processo seja isoentrópico.

Solução

a) Como vimos anteriormente, a pressão absoluta é a pressão resultante da adição da pressão manométrica à pressão atmosférica, 101,3 kPa. Assim,

pressão absoluta de condensação = 1000 + 101,3 = 1.101,3 kPa
pressão absoluta de evaporação = 190 + 101,3 = 291,3 kPa

Da Tabela A.9a, as temperaturas de saturação correspondentes às pressões de evaporação e condensação acima podem ser obtidas, resultando, respectivamente, iguais a −10° C e 28° C. No diagrama p-h da Fig. 2.25, entre os estados x e y a temperatura é constante e igual a 28° C. A temperatura no estado 4, de entrada no evaporador, é de −10° C. Como o superaquecimento do vapor na saída é de 5° C, sua temperatura deverá ser igual a −10 + 5 = −5° C, correspondendo à temperatura do estado 1. O sub-resfriamento do refrigerante líquido na saída do condensador é de 3° C, resultando uma temperatura do estado 3 de 28 -3 = 25° C.

b) Da Equação da Energia para Regime Permanente aplicada ao evaporador:

$m = q_e/(h_1 - h_4)$,

os efeitos de variação de energia cinética e potencial foram ignorados. A capacidade de refrigeração, q_e, neste caso, é de 240 kW, como sugerido no enunciado. A entalpia do vapor superaquecido no estado 1 pode ser determinada através do diagrama p-h da Fig. B.6 (ou Tabela A.9b), a partir da temperatura de −5° C e pressão de 291,3 kPa, resultando:

$h_1 = 1463$ kJ/kg

A entalpia do refrigerante no estado 4 pode ser determinada considerando que o processo de expansão é isoentálpico, logo $h_3 = h_4$. Por outro lado, o estado 3 é de líquido sub-resfriado, para o qual, como

foi mostrado anteriormente, a entalpia é aproximadamente igual à entalpia do líquido saturado à mesma temperatura. Como a temperatura do refrigerante líquido no estado 3 é de 25° C, da Tabela A.9a obtém-se h_3 = 317,7 kJ/kg. Assim, a vazão pode ser determinada:

$$\frac{240}{1463 - 317,7} = 0,210 \text{ kg/s}$$

A vazão volumétrica pode ser determinada pelo produto da vazão pelo volume específico. Nessas condições, ela depende do estado em que é avaliada, no caso, o estado 1, de aspiração do compressor. Da Fig. B.6 obtém-se 0,43 m^3/kg. Logo, a vazão volumétrica na aspiração do compressor será igual a:

(0,210 kg/s) (0,43 m^3/kg) = 0,0903 m^3/s

c) A temperatura do refrigerante na descarga do compressor, t_2, pode ser determinada a partir do diagrama da Fig. B.6, seguindo a linha isoentrópica imaginária*, a partir do estado 1, até a pressão de descarga de 1101,3 kPa. A temperatura obtida é de 90° C .

d) Tendo localizado o estado 2 no diagrama p-h, a entalpia pode ser imediatamente obtida, resultando igual a 1656 kJ/kg. O trabalho de compressão por unidade de massa de refrigerante é dado por: $h_2 - h_1$ = (1656 - 1463) = 193 kJ/kg. Assim, a potência de compressão ideal resulta igual a:

$\dot{m} (h_2 - h_1)$ = (193 kJ/kg) (0,210 kg/s) = 40,53 kW

2.18 — Conclusão

No presente capítulo foram desenvolvidos alguns Fundamentos da Termodinâmica relacionados a aplicações frigoríficas. Os ciclos termodinâmicos e as propriedades termodinâmicas dos refrigerantes estão para o engenheiro de refrigeração como o drible para o jogador de futebol ou o ritmo para o músico. Esses fundamentos representam a base para o desenvolvimento da experiência, da qual os engenheiros lançam mão quando do projeto de novas instalações ou da análise daquelas que já se encontram em operação.

Outras disciplinas fundamentais serão abordadas em capítulos subseqüentes. Assim, problemas de Transferência de Calor serão tratados nos Capítulos 6 e 7, ao passo que a Mecânica dos Fluidos será introduzida no Capítulo 9.

REFERÊNCIAS

1. Stoecker, W. F., 1977, "Using SI Units in Heating, Air Conditioning and Refrigeration," Business News Publishing Company, Birmingham. MI.

2. "ASHRAE Handbook of Fundamentals 1997" American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta. GA.

** A linha é imaginária porque no diagrama p-h da Fig. B.6, a isoentrópica que passa pelo estado 1 não é traçada.*

CAPÍTULO 3

SISTEMAS DE MÚLTIPLOS ESTÁGIOS DE PRESSÃO

3.1 — Compressão em múltiplos estágios de pressão na Refrigeração Industrial

Uma parcela significativa das instalações na área da Refrigeração Industrial opera entre temperaturas de evaporação e condensação cuja diferença varia entre 50 e 80° C. Uma diferença tão acentuada de temperaturas, se por um lado apresenta uma série de problemas operacionais, por outro impõe a busca de soluções não triviais. Uma dessas soluções é a compressão em estágios múltiplos de pressão, que implica num incremento do custo inicial da instalação em relação à compressão em estágio simples. Por outro lado, a utilização de múltiplos estágios ameniza alguns dos problemas decorrentes da elevada diferença de temperaturas, além de reduzir a potência de compressão. A compressão em dois estágios será objeto de análise neste capítulo, embora o procedimento desenvolvido possa ser aplicado à compressão em três estágios, empregada em alguns casos de temperatura de evaporação extremamente baixa.

A análise da compressão em dois estágios propiciará a oportunidade de abordar dois aspectos importantes: a remoção do gás de "flash"* e o resfriamento intermediário. Inicialmente, esses processos serão tratados individualmente e, mais adiante, serão aplicados a distintos sistemas de refrigeração. O capítulo será concluído com a introdução aos sistemas de refrigeração em cascata, que constituem casos particulares dos sistemas de múltiplos estágios.

3.2 — A remoção do gás de "flash"

O exame do processo 1-2 no dispositivo de expansão, como ilustrado na Fig. 3.1, suscita algumas dúvidas quanto à sua eficiência. O processo tem início com o refrigerante no estado de líquido saturado, à pressão de condensação, estado 1, concluindo-se no estado 2, de mesma entalpia que o estado 1, mas à pressão de evaporação. O estado 2 envolve a presença simultânea de líquido e vapor.

**"Flash" é o processo de formação de vapor por redução da pressão. A falta de um termo adequado em português e a sua popularidade em inglês fizeram com que seja de uso corrente na prática, razão pela qual não foi introduzida um tradução.*

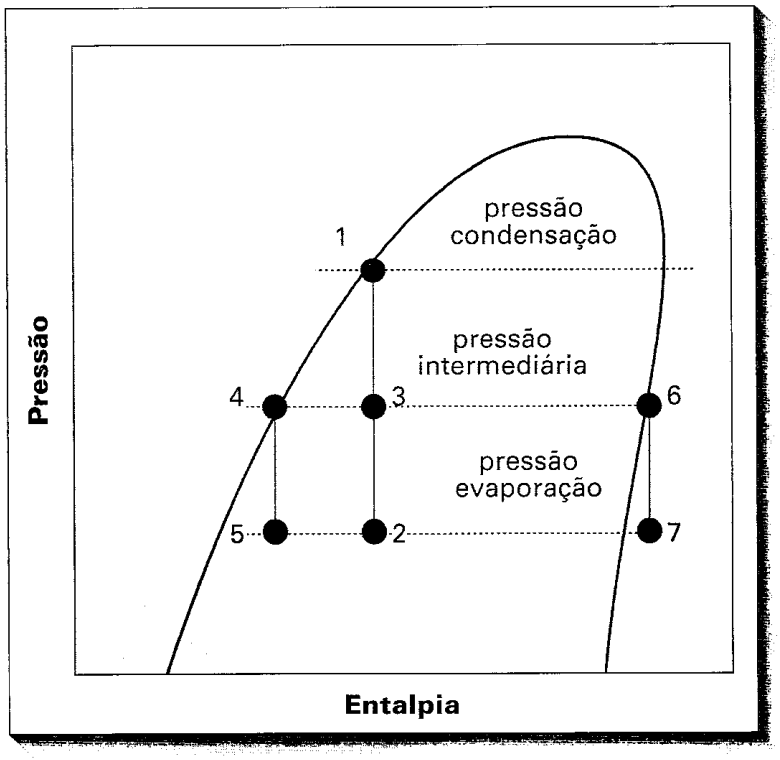


Figura 3.1 — O processo no dispositivo de expansão em que 3-2 é substituído pela combinação de 4-5 e 6-7.

Para efeito de análise, suponha-se que o processo de expansão seja interrompido a uma pressão intermediária, de modo que o estado resultante seja o 3, correspondendo ao de uma mistura em equilíbrio de vapor saturado, estado 6, e líquido saturado, estado 4. Nessas condições, o processo 3-2, que concluiria a expansão do refrigerante até a pressão de evaporação, poderia ser considerado como uma combinação dos processos 4-5 e 6-7. Assim, uma vez que o vapor no estado 7 não pode produzir qualquer efeito de refrigeração, a sua produção foi inócua, exigindo, além disso, trabalho para comprimi-lo até a pressão de condensação. Nessas condições, parece natural a eliminação daquele vapor, resultando na redução do trabalho de compressão. Tal eliminação é possível separando o vapor no estado 6 do refrigerante e comprimindo-o até a pressão de condensação, eliminando, assim, o seu estrangulamento, processo 6-7. A remoção daquele vapor à pressão intermediária pode ser obtida na prática, através do sistema ilustrado na Fig. 3.2, segundo o qual, o líquido saturado à pressão de condensação, estado 1, proveniente do condensador, é estrangulado pela válvula de expansão até a

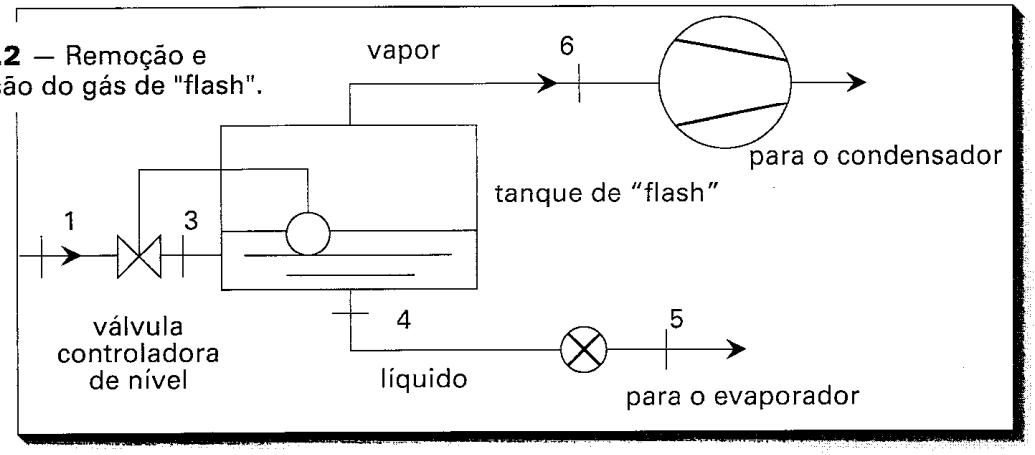


Figura 3.2 — Remoção e compressão do gás de "flash".

pressão intermediária, estado 3, sendo, então, recolhido no denominado tanque de "flash". A válvula de expansão é controlada pelo nível de líquido no tanque. O líquido é separado do vapor no tanque de "flash", sendo, então, enviado ao dispositivo de expansão, onde sua pressão será reduzida até evaporação. O vapor formado no tanque deverá ser comprimido até a pressão de condensação, através de um compressor auxiliar.

Exemplo 3-1

Uma instalação frigorífica de R-22 opera entre temperaturas de evaporação e condensação iguais, respectivamente, a −30° C e 35° C. A capacidade frigorífica da instalação é de 150 kW. Admitindo que tanto o refrigerante líquido que deixa o condensador quanto o vapor que deixa o evaporador estejam saturados e que os processos de compressão sejam isoentrópicos, determine:

a) a potência de compressão,

b) a vazão volumétrica na aspiração do compressor.

Para um ciclo com remoção de gás de "flash" à pressão absoluta de 498 kPa, correspondendo a uma temperatura de saturação de 0° C, determine:

c) a potência total de compressão,

d) a vazão volumétrica na aspiração do compressor principal.

Solução

Os estados correspondentes ao Ciclo Padrão de Compressão a Vapor são ilustrados no diagrama p-h da Fig. 3.3. O ciclo com remoção de gás de

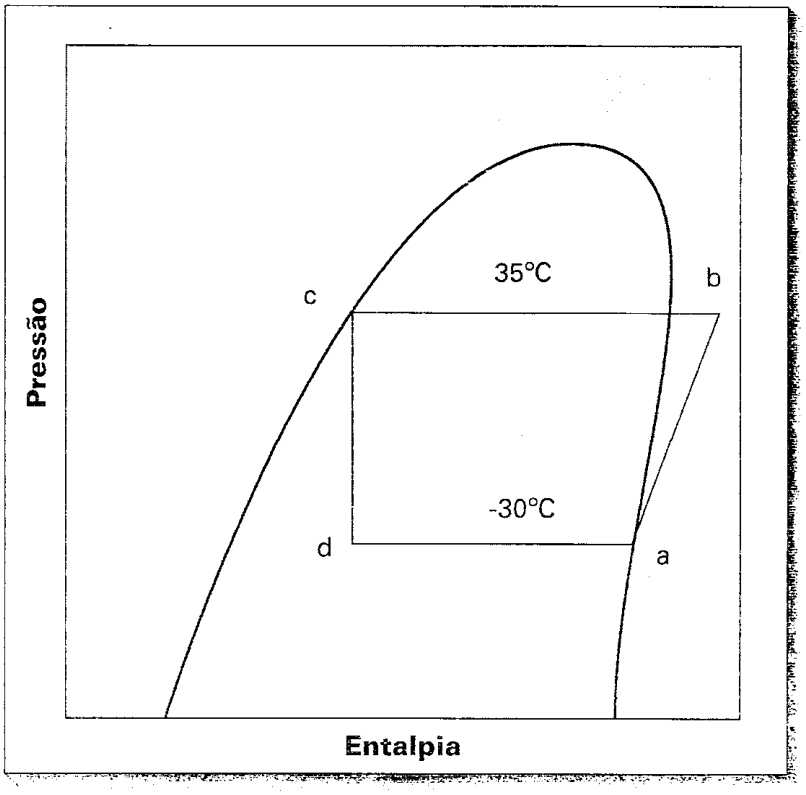


Figura 3.3 — O diagrama p-h do Ciclo Padrão de Compressão a Vapor associado ao Exemplo 3-1.

"flash" e o seu diagrama p-h são mostrados na Fig. 3.4 a e b. As entalpias correspondentes aos estados indicados nos dois ciclos são as seguintes:

h_a = 393,1 kJ/kg
h_b = 448,0 kJ/kg
h_c = 243,1 kJ/kg
h_d = 243,1 kJ/kg

h_1 = 393,1 kJ/kg
h_2 = 448,0 kJ/kg
h_3 = 243,1 kJ/kg
h_4 = 200,0 kJ/kg
h_5 = 200,0 kJ/kg
h_6 = 405,4 kJ/kg
h_7 = 430 kJ/kg

a) A vazão de refrigerante é dada por:

$$\frac{150\ \text{kW}}{393{,}1 - 243{,}1\ \text{kJ/kg}} = 1{,}00\ \text{kg/s}$$

de modo que a potência de compressão será igual a:

1,00 (448 - 393,1 kJ/kg) = 54,9 kW

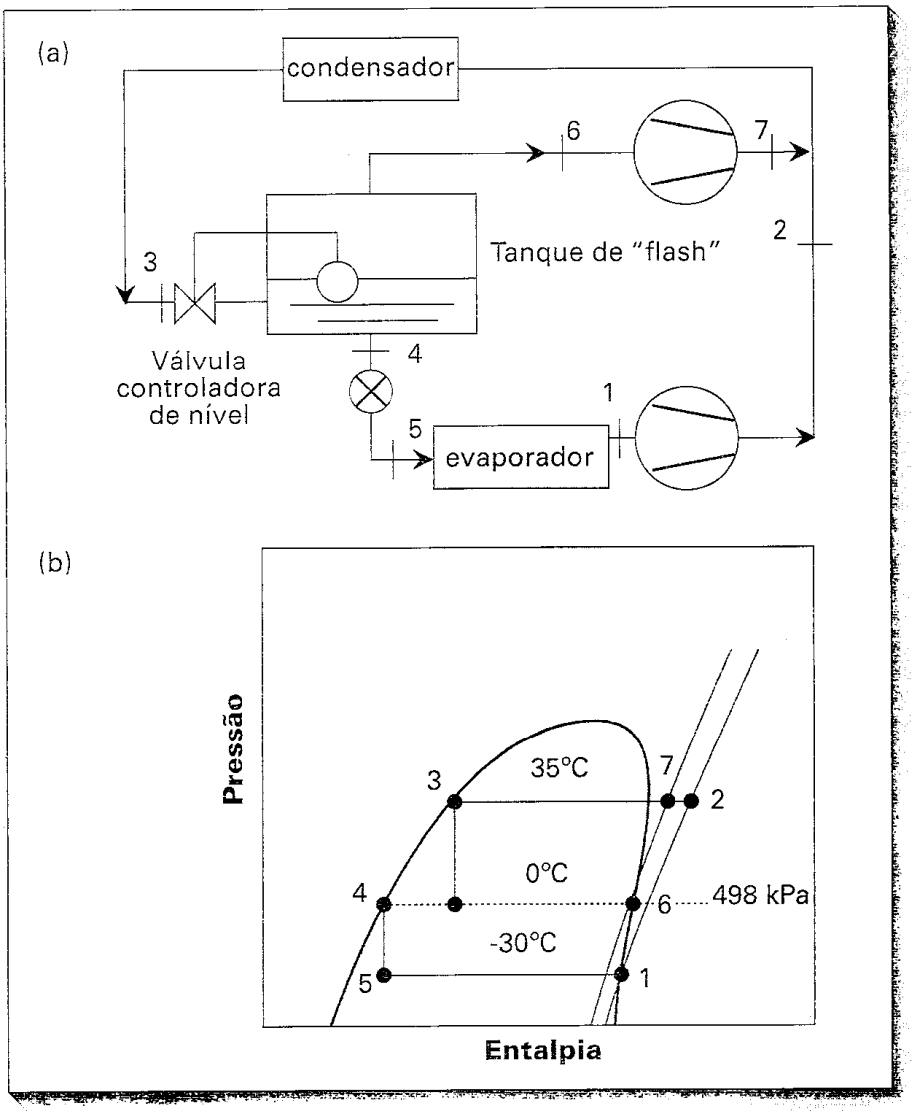


Figura 3.4 — a) a instalação com remoção de gás de "flash"; b) o diagrama p-h.

b) A vazão volumétrica do refrigerante referida ao estado de aspiração do compressor é igual ao produto da vazão pelo volume específico do vapor naquele estado, estado a. Como o volume específico do vapor em "a" é igual a 135,8 L/kg, a vazão volumétrica será igual a:

(1,00kg/s) (135,8 L/kg) = 135,8 L/s

c) Para o ciclo com remoção de gás de "flash", a vazão de refrigerante que circula pelo evaporador e compressor principal, $m_4 = m_5 = m_1 = m_2$, é igual a :

$$\frac{150\ kW}{393{,}1 - 200{,}0\ kJ/kg} = 0{,}777\ kg/s$$

A vazão de refrigerante que circula pelo compressor auxiliar, m_6, pode ser obtida como resultado dos balanços de massa e energia no tanque de " flash ":

balanço de massa: $m_3 = m_4 + m_6 = 0{,}777 + m_6$
balanço de energia: $m_3 h_3 = (0{,}777)\ h_4 + m_6 h_6$

Combinando as equações acima, resulta:

$(0{,}777 + m_6)\ (243{,}1) = (0{,}777)\ (200{,}0) + m_6\ (405{,}4)$

cuja solução é: $m_6 = 0{,}206$ kg/s.

A potência de compressão no processo de compressão principal será, então, igual a:

(0,777 kg/s) (448 – 393,1 kJ/kg) = 42,7 kW

A potência de compressão no processo de compressão do gás de "flash" é igual a:

(0,206) (430 – 405,4 kJ/kg) = 5,07 kW

A potência total de compressão será, então, igual a:

42,7 + 5,07 = 47,8 kW

d) A vazão volumétrica de refrigerante na aspiração do compressor principal poderá ser calculada como na parte b, resultando igual a:

(0,777 kg/s) (135,8 L/kg) = 105,5 L/s

Observe-se que o estado 1 do ciclo com remoção de gás de "flash" é idêntico ao estado "a" do Ciclo Padrão de Compressão a Vapor, resultando daí o fato de ter se utilizado o mesmo volume específico para os dois estados.

O ciclo com remoção de gás de "flash" apresenta algumas vantagens e outras tantas desvantagens. Entre as primeiras, pode ser citada a redução na potência de compressão para uma mesma capacidade frigorífica. No exemplo 3-1 essa redução foi da ordem de 13%. Deve-se, ainda, sublinhar que essa redução na potência de compressão torna-se maior à medida que se incrementa a diferença entre as temperaturas limite do ciclo.

Outra vantagem evidente está relacionada com a redução da capacidade do compressor principal, a qual, para o exemplo 3.1, foi da ordem de 22%. Em virtude dessa redução associada a uma vazão menor do refrigerante, a linha de líquido para o evaporador e a linha de aspiração do compressor podem assumir dimensões mais reduzidas. Além disso, como a vazão de refrigerante que circula pelo evaporador é menor, verifica-se uma diminuição na perda de carga naquele trocador de calor, à qual estão associadas algumas vantagens operacionais.

Dentre as desvantagens do ciclo com remoção de gás de "flash", a principal é a elevação do custo inicial em relação ao custo do Ciclo Padrão. Tal elevação está associada ao tanque de "flash", à válvula de bóia e ao compressor auxiliar, embora este seja de pequeno porte. No Exemplo 3.1, a vazão de gás de "flash" foi de 0,206 kg/s, resultando uma vazão volumétrica nas condições de aspiração de 9,7 L/s. Uma desvantagem adicional está relacionada à linha de líquido que liga o tanque de "flash" ao evaporador, a qual normalmente se encontra a baixa temperatura e deve ser isolada termicamente, exigindo custos adicionais.

Resumindo, pode se afirmar que a remoção do gás de "flash" encontra justificativas econômicas para a maioria das instalações que operam a baixas temperaturas de evaporação.

3.3 — Resfriamento intermediário em compressão de duplo estágio

Um processo geralmente adotado em instalações de duplo estágio de compressão é o do resfriamento do refrigerante a uma pressão intermediária, a fim de reduzir o superaquecimento com que o mesmo deixa o estágio de baixa pressão. À primeira vista pode parecer que tal resfriamento redundaria numa redução do trabalho total de compressão. Com efeito, em um diagrama pressão-volume específico, o trabalho por unidade de massa do refrigerante circulado é dado pela área sob a curva representativa do processo de compressão, como ilustrado na Fig. 3.5a, para processos isoentrópicos.

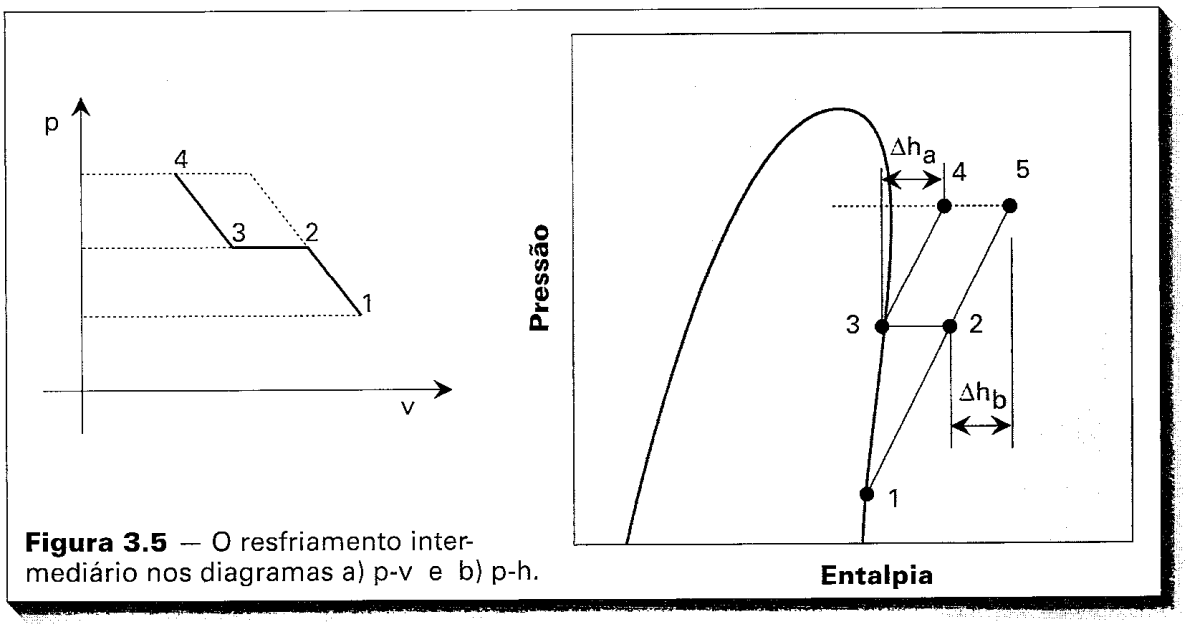


Figura 3.5 — O resfriamento intermediário nos diagramas a) p-v e b) p-h.

Nessa figura, percebe-se que, se ao invés de efetuar uma compressão isoentrópica desde o estado 1 até o estado 5, a compressão fosse feita em duas etapas, 1-2 e 3-4, com resfriamento intermediário, 2-3, obter-se-ia uma redução no trabalho de compressão. Essa redução é dada pela área 2-3-4-5. No diagrama p-h, a compressão com resfriamento intermediário aparece como ilustrado na Fig. 3.5b, onde o trabalho de compressão (por unidade de massa do refrigerante circulado) é designado por Δh. Como as linhas isoentrópicas apresentam uma inclinação menor em estados mais afastados da região de saturação, $\Delta h_b > \Delta h_a$. A redução do trabalho de compressão é, então, dada pela diferença: $\Delta h_b - \Delta h_a$.

Na compressão de ar, o resfriamento intermediário é realizado a uma temperatura relativamente elevada, de modo a facilitar o resfriamento pelo ar ambiente. Em sistemas frigoríficos, entretanto, o resfriamento intermediário se faz a temperaturas do refrigerante relativamente baixas, o que exige um custo adicional. Com efeito, considere que o compressor do estágio de baixa pressão de um ciclo frigorífico de amônia opere entre a pressão de evaporação, correspondente a uma temperatura de saturação de -30° C, e a pressão intermediária de 430 kPa, associada a uma temperatura de saturação de 0° C. Se a compressão fosse isoentrópica, a temperatura de descarga da amônia seria de 54° C. Nessas condições, um trocador de calor que utilizasse ar ambiente ou água não seria adequado para resfriar o refrigerante até 0° C, como seria de esperar no resfriamento intermediário. Assim, parte do resfriamento deveria ser realizado utilizando um processo de refrigeração. A solução normalmente adotada é ilustrada na Fig. 3.6, onde o vapor de descarga do compressor do estágio de baixa pressão é borbulhado no líquido saturado à pressão intermediária. O processo de borbulhamento se caracteriza por uma elevada área de contato entre o vapor e o líquido, permitindo um resfriamento eficiente do vapor até a temperatura do líquido.

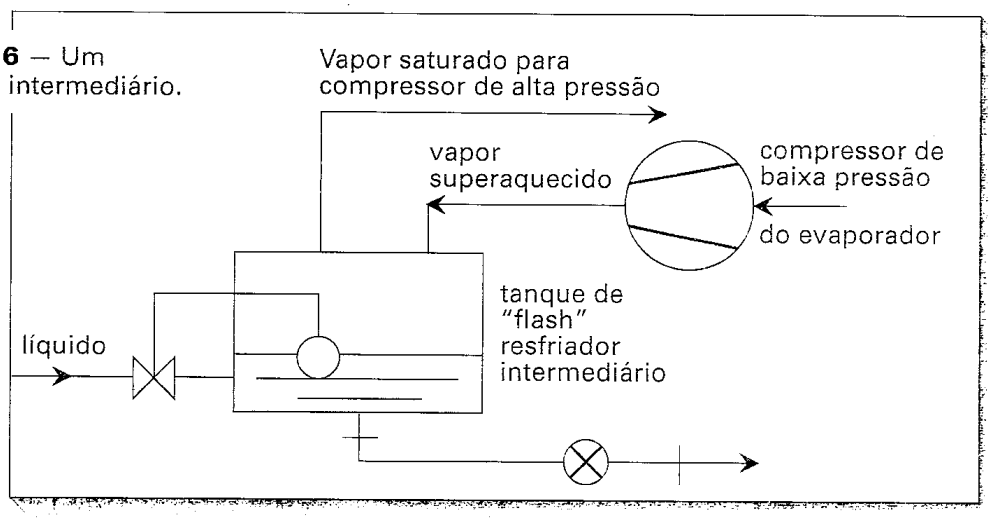


Figura 3.6 — Um resfriador intermediário.

Exemplo 3.3

Uma instalação frigorífica de amônia produz 210 kW de refrigeração, operando entre as temperaturas de evaporação e condensação respectivamente iguais a -24° C e 30° C. Qual deve ser a potência de compressão para as seguintes condições:

a) O sistema opera segundo um Ciclo Padrão de Compressão a Vapor?

b) O sistema opera segundo um ciclo com resfriamento intermediário à pressão de 430 kPa?

a) Para o Ciclo Padrão de Compressão a Vapor, as entalpias associadas aos estados do ciclo são iguais a:

h_1 = entalpia do vapor saturado que deixa o evaporador = 1.432,1 kJ/kg

h_2 = entalpia no estado final da compressão isoentrópica até a pressão de condensação = 1.729 kJ/kg

$h_3 = h_4$ = entalpia na saída do condensador e na entrada do evaporador = 341,8 kJ/kg

A vazão de refrigerante e a potência de compressão podem, assim, ser calculadas:

$$\text{vazão} = \frac{210\ \text{kW}}{1432{,}1 - 341{,}8\ \text{kJ/kg}} = 0{,}193\ \text{kg/s}$$

potência de compressão = (0,193) (1729 – 1432,1 kJ/kg) = 57,4 kW

b) O ciclo e seu diagrama p-h para o caso em que se utiliza resfriamento intermediário são mostrados na Fig. 3.7 a e b, respectivamente. As entalpias dos estados assinalados naquela figura são as seguintes:

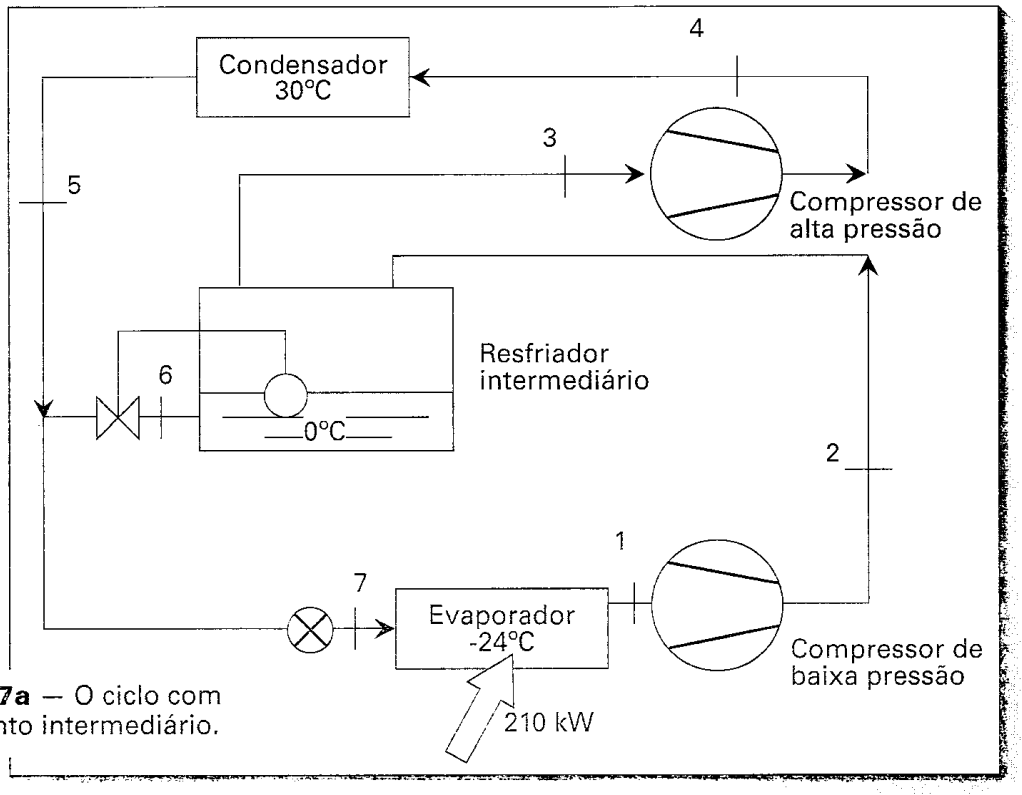


Figura 3.7a — O ciclo com resfriamento intermediário.

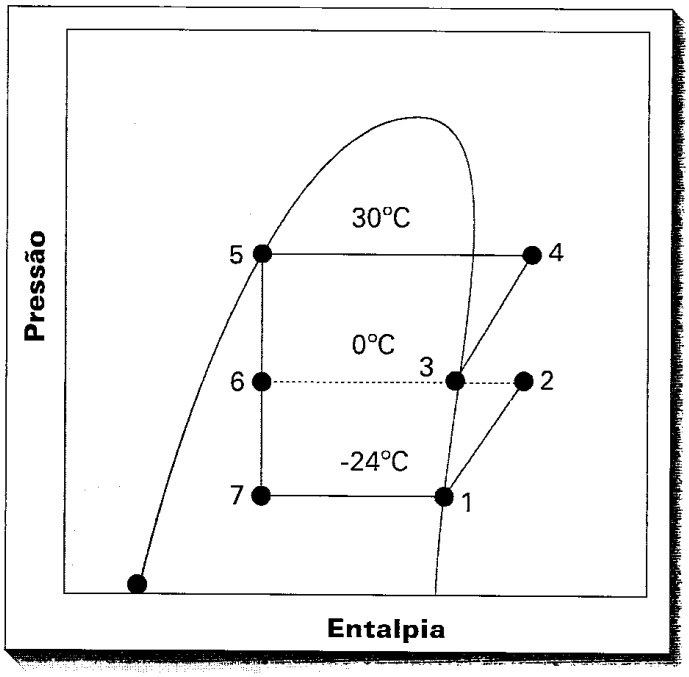


Figura 3.7b — O diagrama p-h com resfriamento intermediário.

h_1 = 1432,1 kJ/kg
h_2 = 1565 kJ/kg
h_3 = entalpia do vapor saturado a 430 kPa
= 1462,2 kJ/kg
h_4 = 1601 kJ/kg
h_5 = 341,8 kJ/kg
h_6 = 341,8 kJ/kg
h_7 = 341,8 kJ/kg

A vazão de refrigerante pelo evaporador, $m_7 = m_1 = m_2$ é a mesma que já foi calculada na parte a, 0,193 kg/s . Um balanço de massa e energia no resfriador intermediário permite escrever as seguintes equações:

$$m_3 = m_2 + m_6 = 0{,}193 + m_6$$

e

$$m_6 h_6 + m_2 h_2 = m_3 h_3$$

Combinando as equações, resulta:

$$(m_3 - 0{,}193)\,(341{,}8\ \text{kJ/kg}) + (0{,}193)\,(1.565\ \text{kJ/kg}) = m_3\,(1.462{,}2\ \text{kJ/kg})$$

cuja solução é:

$$m_3 = 0{,}211\ \text{kg/s}$$

A potência total de compressão pode, então, ser calculada:

estágio de baixa pressão	(0,193) (1.565 – 1.432,1)	25,7 kW
estágio de alta pressão	(0,211) (1.601 – 1.462,2)	29,4 kW
	total	55,1 kW

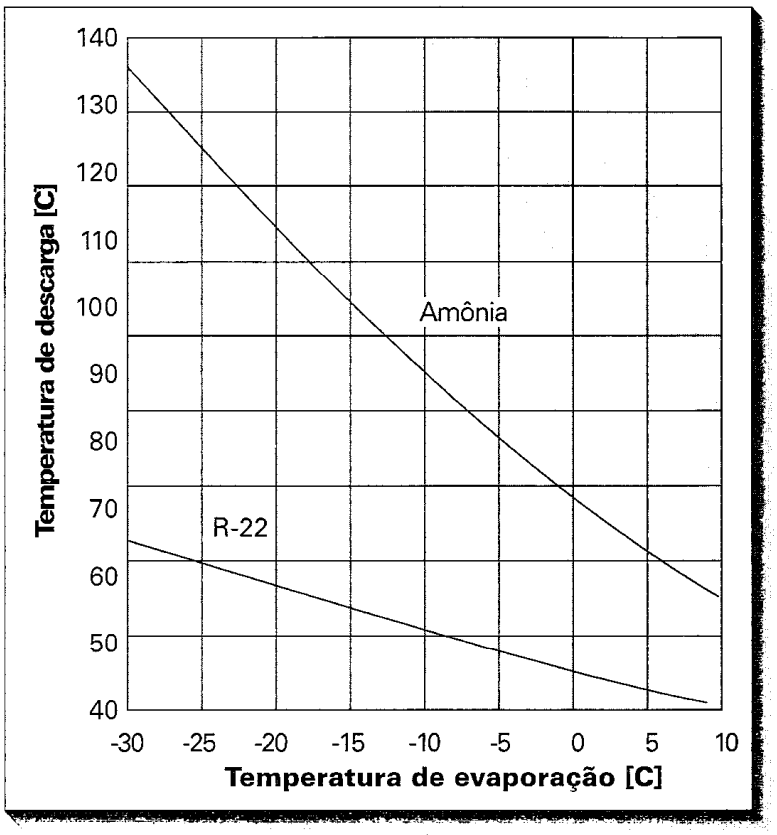


Figura 3.8 — Temperaturas de descarga resultantes da compressão isoentrópica da amônia e do R-22 desde o estado de vapor saturado até uma pressão correspondente a uma temperatura de condensação de 30°C.

A redução observada no trabalho de compressão, resultante da adoção do resfriamento intermediário, para as condições do Exemplo 3.2, foi de aproximadamente 4%. Se, ao invés de amônia, o refrigerante fosse o R-22, para as mesmas condições daquele exemplo, a potência de compressão no Ciclo Padrão de Compressão a Vapor seria de 58,4 kW. O resfriamento intermediário exigiria uma potência combinada de compressão de 59,3 kW, superior à do Ciclo Padrão. A mesma tendência seria observada se outro refrigerante fosse utilizado.

Concluindo, pode se afirmar que o resfriamento intermediário não implica numa redução significativa da potência de compressão, podendo, inclusive, incrementá-la. Porque, então, adotar tal processo? A razão principal está relacionada à necessidade de limitar a temperatura do refrigerante na descarga do compressor. Em instalações dotadas de compressores alternativos, temperaturas de descarga elevadas podem comprometer a lubrificação do compressor, além de promover uma redução na vida útil das válvulas de descarga. O mesmo não pode ser dito em relação aos compressores rotativos parafuso, nos quais se verifica um resfriamento adequado do refrigerante pelo óleo de lubrificação. A Fig. 3.8 mostra a variação da temperatura de descarga com a temperatura de evaporação para compressão isoentrópica até a pressão correspondente a uma temperatura de condensação de 30° C. As temperaturas de descarga resultantes da compressão isoentrópica da amônia são significativamente elevadas, podendo ser ainda superiores na compressão real, caso não seja previsto um meio de resfriamento. Este pode ser obtido através do resfriamento intermediário, resultando, ainda, a vantagem de uma eventual redução na potência de compressão.

3.4 — Compressão com duplo estágio e uma única temperatura de evaporação

Os sistemas de duplo estágio incorporam o resfriador intermediário e o separador do gás de "flash" em um só vaso. Esses sistemas servem a um ou mais evaporadores que operam a uma única temperatura de evaporação. Um diagrama esquemático desse ciclo é mostrado na Fig. 3.9. O refrigerante no estado líquido proveniente do condensador passa pela válvula controladora de nível, sendo recolhido no tanque que faz o papel de resfriador intermediário e de tanque de "flash". O refrigerante líquido separado do vapor é enviado ao evaporador através do dispositivo de expansão. Todo o vapor produzido no tanque de "flash"/resfriador intermediário é comprimido até a pressão de condensação no compressor do estágio de alta pressão.

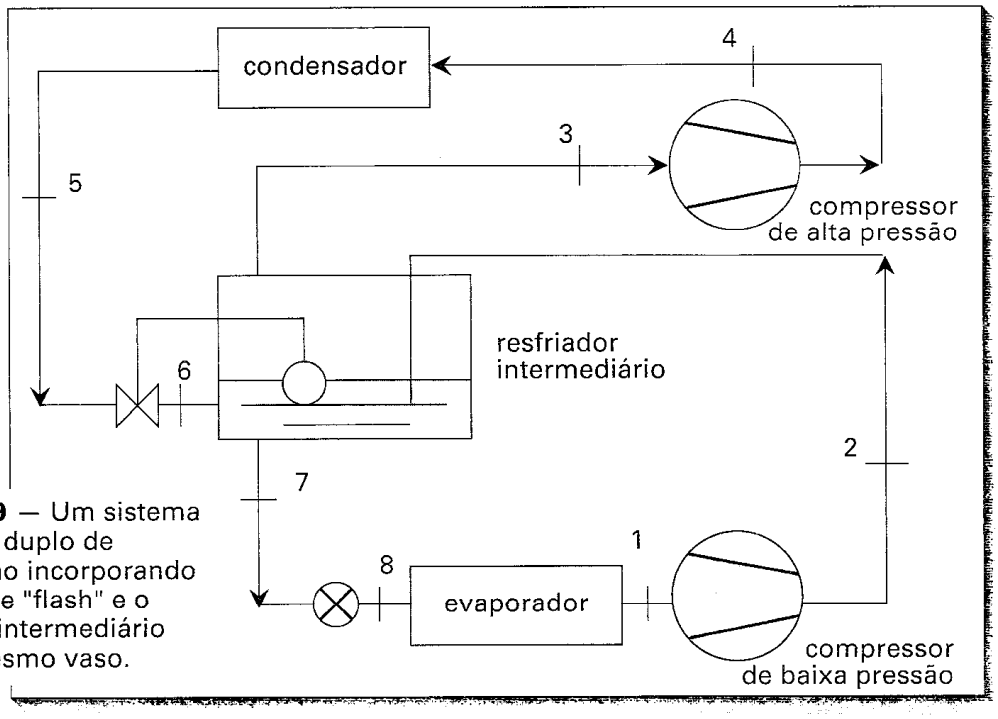


Figura 3.9 — Um sistema de estágio duplo de compressão incorporando o tanque de "flash" e o resfriador intermediário em um mesmo vaso.

Exemplo 3.2

Uma instalação frigorífica de R-502, dotada de tanque de "flash" e resfriador intermediário, como na Fig. 3.9, opera a temperaturas de evaporação e condensação respectivamente iguais a −25° C e 36° C. A pressão intermediária corresponde a uma temperatura de saturação de 0° C. Se a capacidade frigorífica da instalação é de 300 kW, quais devem ser as vazões de refrigerante comprimidas, por compressor*?

Solução

As entalpias associadas aos estados indicados no ciclo da Fig. 3.9 são as seguintes:

** O compressor do estágio de baixa pressão é denominado de "booster" na literatura inglesa especializada, designação popular em nosso meio técnico, razão pela qual, será mantido neste texto.*

$h_1 = 335,4$ kJ/kg
$h_2 = 351,0$ kJ/kg
$h_3 = 346,6$ kJ/kg
$h_5 = h_6$
$h_6 = 243,2$ kJ/kg
$h_7 = h_8$
$h_8 = 200,0$ kJ/kg

A vazão de refrigerante que circula pelo evaporador e pelo compressor "booster" deve ser igual a:

$$m_1 = m_2 = m_7 = m_8 = \frac{300 \text{ kW}}{h_1 - h_8} = \frac{300}{335,4 - 200}$$

$$= 2,216 \text{ kg/s}$$

Para determinar a vazão de refrigerante circulada pelo compressor do estágio de alta pressão, balanços de massa e energia devem ser efetuados no tanque de "flash"/resfriador intermediário:

balanço de massa:

$m_2 + m_6 = m_7 + m_3$

uma vez que

$m_7 = m_2$, então, $m_3 = m_6$, como seria de esperar

balanço de energia:

$m_2h_2 + m_6h_6 = m_7h_7 + m_3h_3$

$(2,216)(351,0) + (m_3)(243,2) = (2,216)(200) + (m_3)(346,6)$

de modo que a vazão de refrigerante comprimida pelo compressor do estágio de alta pressão, m_3, resulta igual a:

$m_3 = 3,326$ kg/s

3.5 — A pressão intermediária ótima

Na análise de um sistema de duplo estágio de compressão com uma única temperatura de evaporação, como aquele mostrado na Fig. 3.9, resta ainda discutir qual deve ser o valor da pressão intermediária que exigiria uma potência de compressão combinada mínima. Essa seria a pressão intermediária ótima. Na compressão de ar em duplo estágio, pode ser demonstrado que a pressão intermediária ótima corresponde à média geométrica entre a pressão de aspiração e a de descarga, isto é:

$$p_{int,o} = \sqrt{(p_{aspiração})(p_{descarga})} \qquad (3\text{-}1)$$

Para um sistema frigorífico, a Eq. (3-1) não é necessariamente válida, uma vez que, neste caso, o resfriamento intermediário envolve o efeito da refrigeração adicional (que não utiliza um meio externo de resfriamento), o que não ocorre no caso da compressão de ar. Como regra geral, a pressão intermediária ótima em sistemas frigoríficos é algo superior àquela resultante da Eq. (3-1). Tal comportamento é ilustrado na Fig. 3.10, para um sistema de amônia de estágio duplo com remoção de gás de "flash" e resfriador intermediário. Observa-se que a pressão intermediária ótima é levemente superior à média geométrica entre as pressões de evaporação e condensação, designadas como

pressões de aspiração e de descarga, respectivamente. Entretanto, a diferença de potência combinada de compressão para as duas condições é muito pequena para justificar qualquer procedimento mais elaborado para a determinação da pressão intermediária: 28,15 kW para o ponto de ótimo e 28,19 kW para a pressão intermediária calculada pela média geométrica. Em qualquer dos casos, a redução na potência de compressão em relação ao ciclo de estágio simples de compressão é da ordem de 9%, uma vez que neste a potência é de 31,6 kW. Na seção 3-7 será desenvolvido o critério de seleção dos compressores em sistemas de duplo estágio.

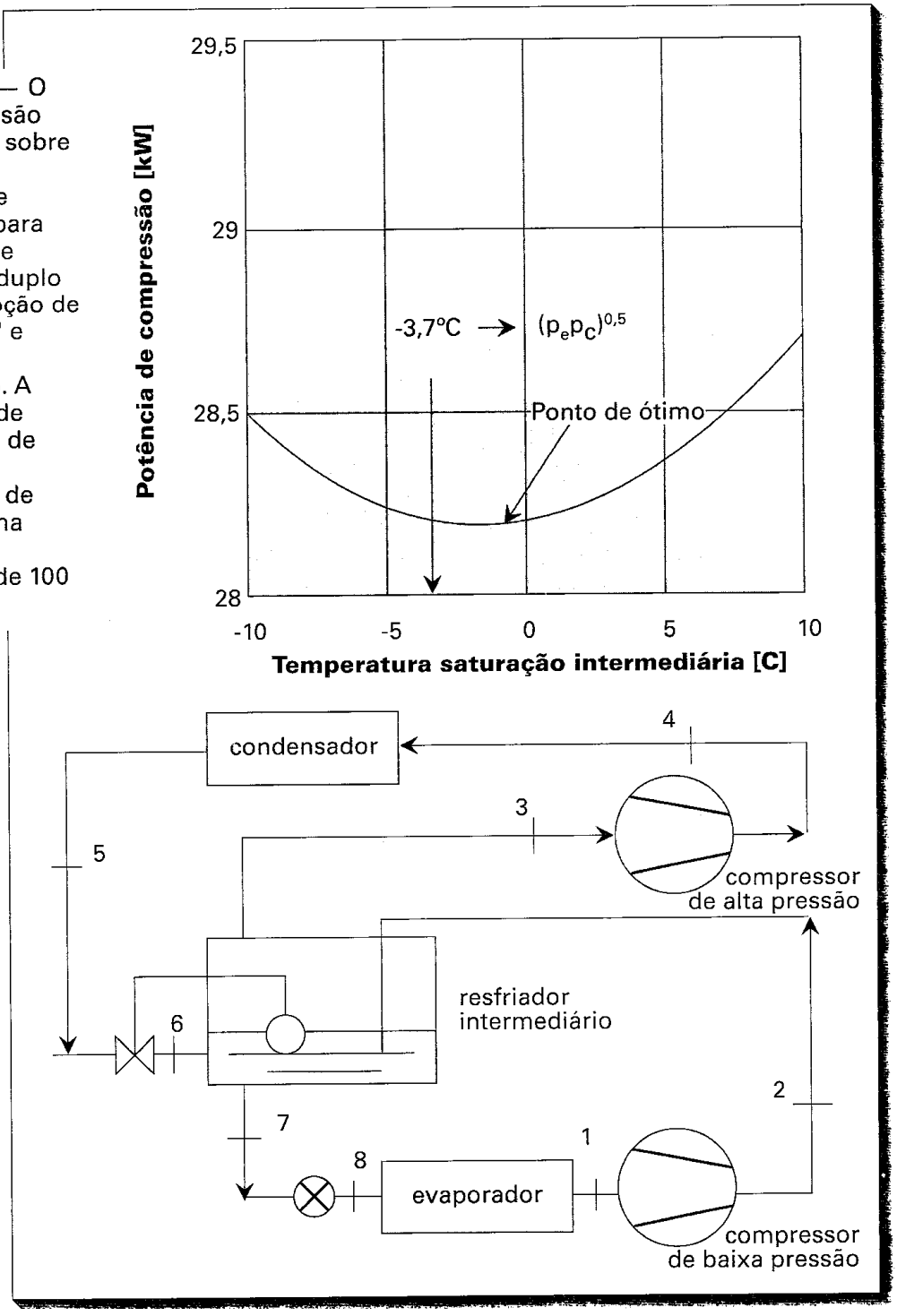


Figura 3.10 — O efeito da pressão intermediária sobre a potência combinada de compressão para um sistema de amônia com duplo estágio, remoção de gás de "flash" e resfriamento intermediário. A temperatura de evaporação é de –30°C e a de condensação de 30°C, para uma carga de refrigeração de 100 kW.

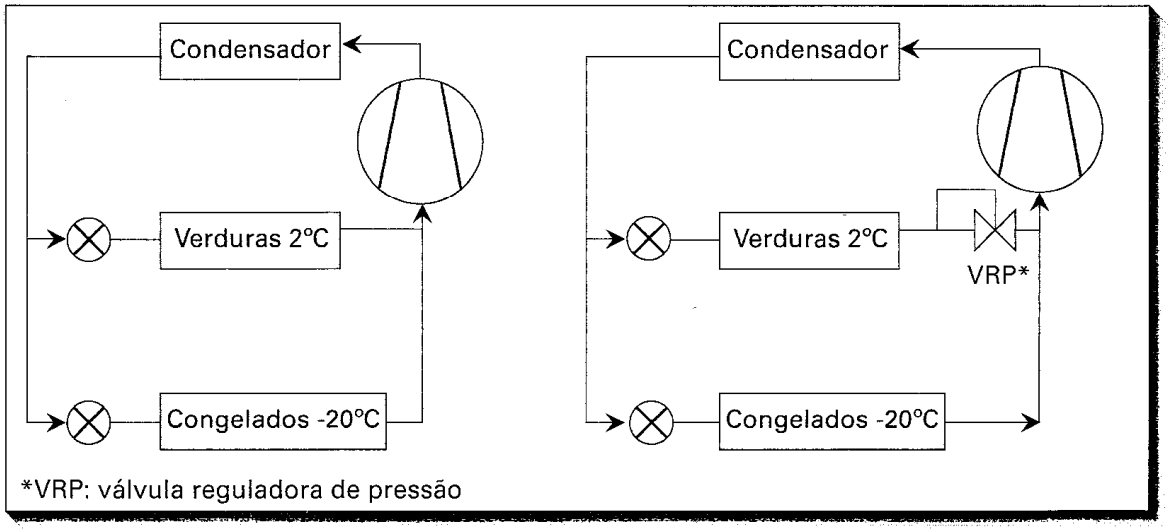
3.6 — Compressão com duplo estágio e dois níveis de temperatura de evaporação

Certas aplicações exigem que a instalação frigorífica opere a distintas temperaturas de evaporação. Tal é o caso, por exemplo, de um entreposto de alimentos em que câmaras de armazenamento de congelados, temperaturas ambientes de -20° C, devem operar conjuntamente com câmaras de produtos não congelados, temperaturas ambientes da ordem de 2° C. Ou, ainda, o caso de uma indústria química, em que um processo pode demandar o resfriamento de um fluido de uma temperatura de 15° C até 5° C, ao mesmo tempo em que outro processo exige uma redução da temperatura do fluido de -10° C até -15° C, por exemplo. As necessidades frigoríficas dos exemplos acima podem ser satisfeitas por um ciclo de refrigeração de compressão com estágio simples, como indicado na Fig. 3.11, para o caso da conservação de alimentos.

Na Fig. 3.11a ambos evaporadores operam à mesma temperatura de evaporação, a qual deve assumir um valor suficientemente reduzido para permitir a refrigeração do ambiente mais frio. Essa temperatura poderia ser igual a -25° C, por exemplo. Acontece que uma temperatura de evaporação tão reduzida no evaporador da câmara de verduras promoveria uma taxa de remoção de umidade do ar tão significativa que o produto seria queimado por secagem. Além disso, a umidade removida do ambiente se depositaria nas superfícies frias do evaporador na forma de neve, obstruindo rapidamente a passagem de ar. No exemplo da indústria química, uma temperatura reduzida do refrigerante, no nível intermediário de pressão, poderia promover o congelamento do produto refrigerado.

Um arranjo mais adequado no caso da compressão com estágio simples seria aquele indicado na Fig. 3.11b. Neste caso, uma válvula reguladora de pressão é instalada na saída do evaporador que serve o ambiente de temperatura mais elevada. Assim, mantendo a temperatura de evaporação igual a -3° C, a temperatura do meio poderia assumir um valor de 2° C, por exemplo, para a qual a umidade ambiente poderia ser mantida em níveis compatíveis com a preservação da qualidade das verduras. Esse

Figura 3.11 — Circuito frigorífico de estágio simples de compressão com dois níveis de temperatura de refrigeração. a) mesma temperatura de evaporação; b) utilizando uma válvula reguladora de pressão na saída do evaporador no ambiente de temperatura mais elevada.



procedimento, entretanto, apresenta o inconveniente de impor um estrangulamento na válvula reguladora de pressão do vapor proveniente do evaporador de alta temperatura, até a pressão do evaporador de baixa temperatura. Assim, todo o vapor produzido é comprimido desde a pressão correspondente à temperatura de saturação do evaporador de baixa temperatura, não havendo qualquer vantagem, em termos de potência de compressão, em relação ao sistema da Fig. 3.11a.

Um procedimento bastante utilizado na efetiva solução do problema de operação a dois níveis de temperatura de evaporação é ilustrado na Fig. 3.12, envolvendo um sistema de compressão com duplo estágio. Nesse circuito, o vapor que deixa o evaporador de alta temperatura é enviado ao tanque de "flash"/resfriador intermediário, de onde é aspirado pelo compressor do estágio de alta pressão. Neste caso, a pressão intermediária não pode ser livremente fixada, uma vez que o seu valor está associado à aplicação de alta temperatura, resultando de um compromisso entre as capacidades dos compressores dos estágios de alta e de baixa pressão.

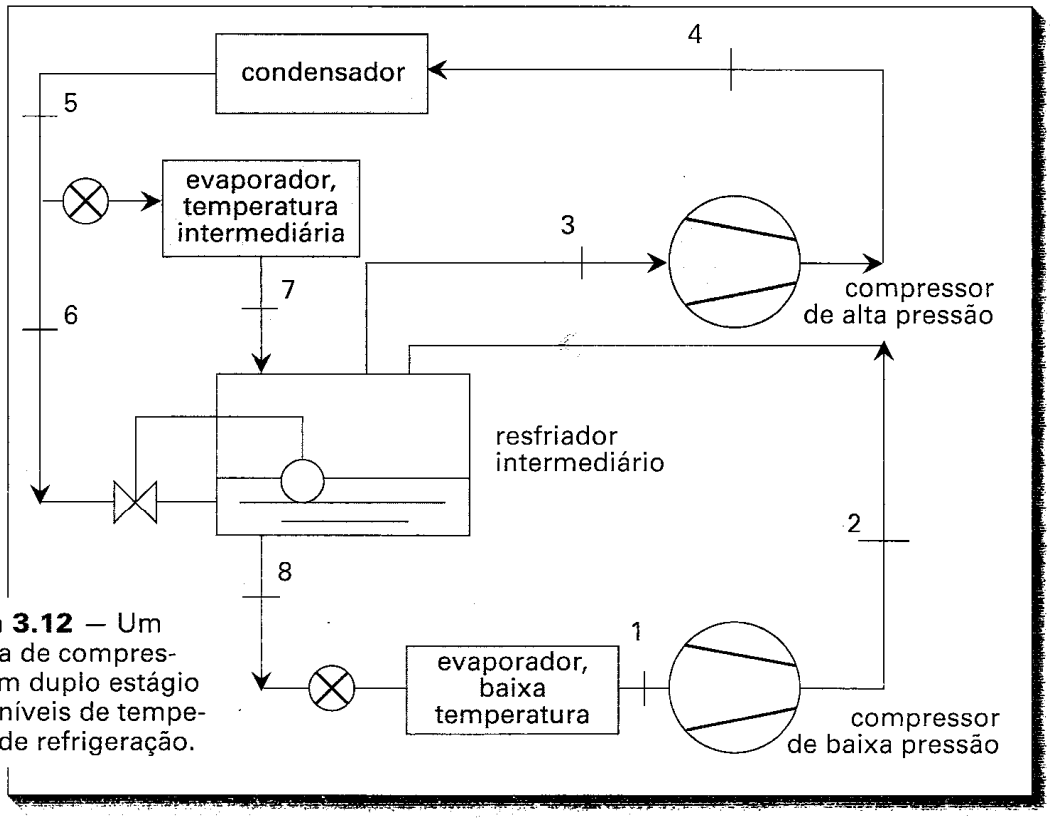


Figura 3.12 — Um sistema de compressão com duplo estágio e dois níveis de temperatura de refrigeração.

Exemplo 3.3

Um entreposto de alimentos opera com uma instalação frigorífica de R-22 que serve uma câmara de congelados de 300 kW de capacidade frigorífica, cujo evaporador opera a uma temperatura de evaporação de −28° C, e uma câmara de verduras de 220 kW de capacidade, dotada de um evaporador que opera à temperatura de evaporação de −2° C. A temperatura de condensação do ciclo é de 30° C. Quais devem ser as vazões de refrigerante deslocadas em cada compressor?

Solução

O diagrama p-h associado ao ciclo é mostrado na Fig. 3.13. Os estados indicados no circuito da Fig. 3.12 estão representados no diagrama p-h. As entalpias associadas àqueles estados podem ser obtidas nas Tabelas A.6a e b e na Fig. B.3, resultando iguais a:

$h_1 = 394{,}0$ kJ/kg
$h_2 = 417{,}0$ kJ/kg
$h_3 = h_7$
$h_7 = 404{,}6$ kJ/kg
$h_5 = h_6$
$h_6 = 236{,}7$ kJ/kg
$h_8 = 197{,}7$ kJ/kg

Vazões:

Evaporador de alta temperatura:

$$m_7 = \frac{220 \text{ kW}}{404{,}63 - 236{,}7} = 1.310 \text{ kg/s}$$

Evaporador de baixa temperatura:

$$m_8 = m_1 = \frac{300}{394{,}0 - 197{,}7} = 1{,}528 \text{ kg/s}$$

Vazão de vapor que deixa o tanque de "flash", resultante de balanços de massa e energia no tanque "flash"/resfriador intermediário

$$m_3 = m_8 \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_6} + m_7$$

$$m_3 = \left(\frac{417{,}0 - 197{,}7}{404{,}6 - 236{,}7}\right) 1{,}528 + 1{,}310 = 3{,}305 \text{ kg/s}$$

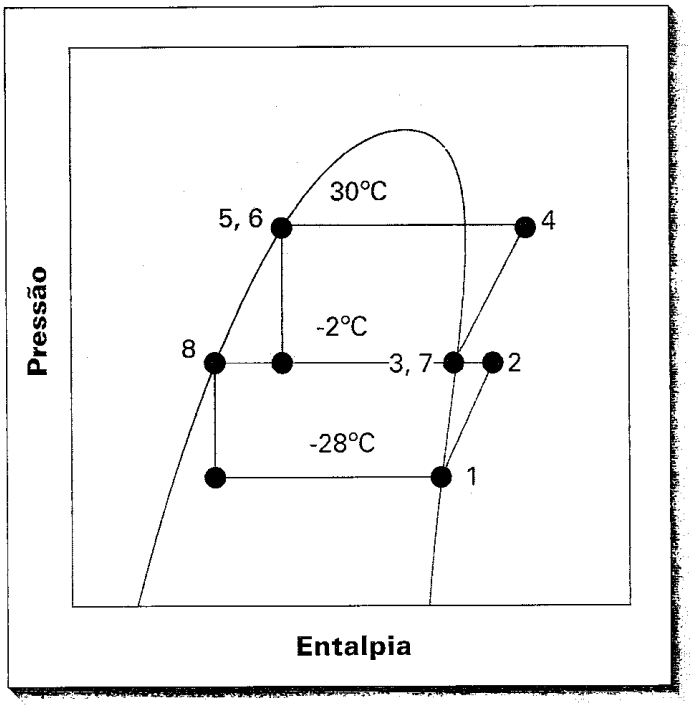


Figura 3.13 — O diagrama p-h do exemplo 3-4.

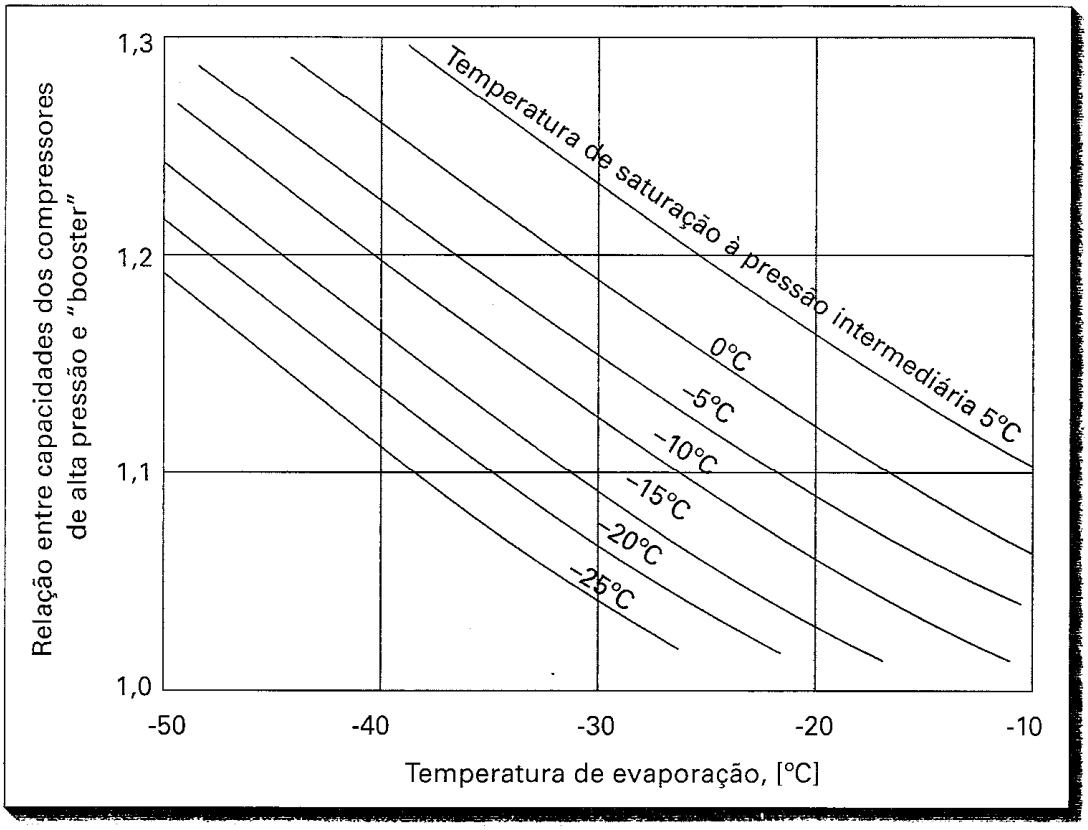
A vazão de refrigerante deslocada pelos compressores será igual a:

- "booster": $m_1 = 1{,}528$ kg/s
- estágio de alta pressão: $m_3 = 3{,}305$ kg/s

3.7 — Seleção do compressor

A pressão intermediária pode ser controlada pela taxa de deslocamento do compressor "booster" e do seu correspondente do estágio de alta pressão, para dadas temperaturas de evaporação e condensação. Com efeito, a um incremento na taxa de deslocamento do compressor do estágio de alta pressão, ou a uma redução na taxa do compressor "booster", deve corresponder uma redução na pressão intermediária. Nos exemplos até aqui apresentados, o compressor do estágio de alta pressão deslocava mais vapor que o compressor "booster", como resultado de três efeitos: remoção do vapor de "flash", resfriamento intermediário e presença do evaporador de alta temperatura. A fim de facilitar a seleção do compressor de cada estágio, os fabricantes publicam curvas como as mostradas na Fig. 3.14, onde a relação entre as capacidades dos compressores do estágio de alta e "booster" são apresentadas como função da temperatura de evaporação, tendo a temperatura de saturação correspondente à pressão intermediária como parâmetro. As curvas da Fig. 3.14 são válidas somente para sistemas de uma única temperatura de evaporação.

Figura 3.14 — Relação entre as capacidades dos compressores do estágio de alta e "booster", para um sistema de uma só temperatura de evaporação, operando com amônia (Cortesia da Vilter Manufacturing Corporation).



Como exemplo de aplicação das curvas da Fig. 3.14, considere-se um sistema frigorífico de amônia, como o da Fig. 3.9. A capacidade do sistema deve ser de 150 kW quando opera à temperatura de evaporação única de -30° C. A temperatura de saturação correspondente à pressão intermediária deve ser de 0° C. Nessas condições, o compressor "booster" deve ser selecionado para uma capacidade de 150 kW à temperatura de evaporação de -30° C e pressão de descarga correspondente à temperatura de saturação de 0° C. Da Fig. 3.14, para uma temperatura de evaporação de -30° C e temperatura de saturação à pressão intermediária de 0° C, obtém-se uma relação entre capacidades dos compressores de 1,19, resultando uma capacidade de (150)(1,19) ou 178,5 kW para o compressor do estágio de alta pressão. Essa capacidade deve corresponder a uma temperatura de evaporação de 0° C. A temperatura de condensação deve ser igual à do sistema.

No caso da presença de um evaporador à pressão intermediária, como na Fig. 3.12, a capacidade do compressor do estágio de alta pressão pode ser avaliada pela adição da capacidade frigorífica daquele evaporador àquela determinada pelas curvas da Fig. 3.14.

Exemplo 3.5

Um sistema de R-22 opera à temperatura de evaporação de -40° C, com duplo estágio de compressão. A variação da taxa de deslocamento do compressor "booster", em kg/s, com a temperatura de saturação correspondente à pressão intermediária, à temperatura de evaporação de -40° C, é apresentada na curva 1 da Fig. 3-15. As taxas de deslocamento do compressor do estágio de alta pressão, para as temperaturas de condensação de 35° C e 25° C, são representadas pelas curvas 2 e 3, respectivamente, da mesma figura. Determine a pressão intermediária e a vazão de refrigerante que circula pelo evaporador para as seguintes condições:

a) temperatura de condensação de 35° C;
b) temperatura de condensação de 25° C.

Solução

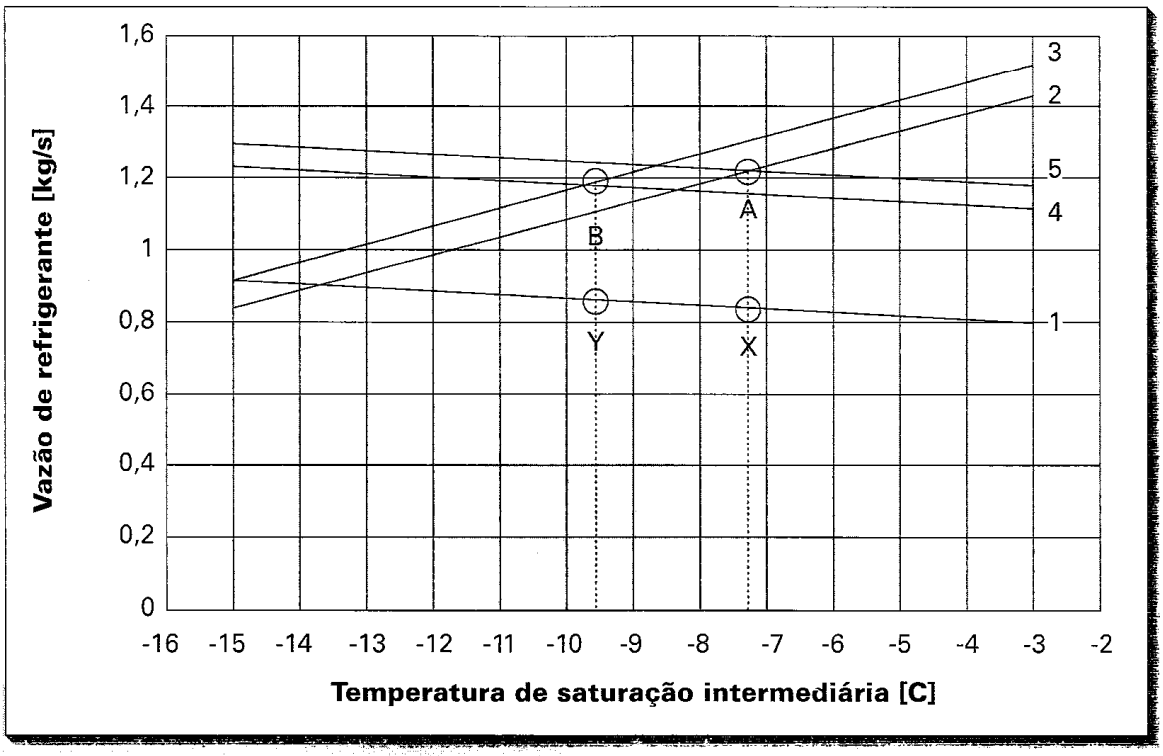
A pressão intermediária deve se estabelecer em um nível tal que a taxa de deslocamento do compressor do estágio de alta pressão corresponda à vazão de refrigerante do compressor "booster" mais a vazão correspondente à taxa de formação de vapor resultante dos efeitos de "flash" e de resfriamento intermediário.

Somando as taxas de formação de vapor, resultantes dos efeitos de "flash" e de resfriamento intermediário, dependentes da temperatura de condensação*, à taxa de deslocamento do compressor "booster" resultam as curvas 4 e 5 da figura. A primeira correspondendo à temperatura de condensação de 25° C e a segunda à de 35° C.

a) O ponto de operação do sistema na Fig. 3.15 corresponde ao cruza-

** Basta lembrar que as taxas de formação de vapor por efeito de "flash" e como resultado do resfriamento intermediário são dependentes da entalpia do líquido saturado à pressão de condensação.*

Figura 3.15 — Curva 1: taxa de deslocamento do compressor "booster" à temperatura de evaporação de –40°C. Curvas 2 e 3: taxa de deslocamento do compressor do estágio de alta pressão às temperaturas de condensação de 35°C e 25°C. Curvas 4 e 5: taxa de deslocamento do compressor "booster" mais as taxas de formação de vapor por "flash" e efeito de resfriamento intermediário às temperaturas de condensação de 25°C e 35°C.



mento das curvas 4 ou 5 com as curvas características do compressor do estágio de alta pressão, 2 ou 3. No caso, para uma temperatura de condensação de 35° C, o ponto de operação é o indicado por A, associado a uma vazão de refrigerante através do compressor do estágio de alta pressão de 1,22 kg/s e uma temperatura de saturação intermediária de –7,3° C. A partir do ponto A, a vazão de refrigerante deslocada pelo compressor "booster" pode ser determinada, correspondendo ao ponto X sobre a curva 1, resultando igual a 0,84 kg/s .

b) Se a temperatura de condensação for reduzida para 25° C, o ponto de operação do sistema se deslocará para B, correspondendo a uma temperatura de saturação intermediária de –9,7° C e uma vazão de refrigerante de 1,19 kg/s. Nessas condições, a taxa de deslocamento do compressor "booster", correspondendo ao ponto Y, deverá ser de 0,86 kg/s.

A Fig. 3.15 permite extrair algumas conclusões importantes a respeito da operação de sistemas com estágio duplo de compressão. Assim, quando a temperatura de condensação foi reduzida de 35° C para 25° C a capacidade de refrigeração, caracterizada pelo deslocamento do compressor "booster", aumentou de aproximadamente 5%. Por outro lado, se a carga de refrigeração permanecesse constante, a redução na temperatura

de condensação resultaria numa diminuição da temperatura de evaporação, afim de que a taxa de deslocamento do compressor "booster" se mantivesse constante. Quanto ao deslocamento do compressor do estágio de alta pressão, verifica-se uma pequena redução como resultado da referida diminuição da temperatura de condensação. A pressão intermediária é afetada pelas variações da temperatura de condensação e da capacidade de refrigeração. Assim, a capacidade de um dos compressores deveria ser ajustada a fim de permitir que a temperatura de evaporação permanecesse constante. Se, por outro lado, um evaporador à temperatura intermediária fosse instalado, ambos os compressores deveriam ter suas capacidades controladas, de modo que as duas temperaturas de evaporação se mantivessem constantes, independentemente do valor da temperatura de condensação. Outro aspecto interessante de ser observado na Fig. 3.15 é o que diz respeito à relação entre os valores das curvas 4 ou 5 e a curva 1. Tal relação corresponde aos valores da Fig. 3.14, os quais, portanto, devem depender da temperatura de condensação. Assim, as curvas da Fig. 3.14 foram levantadas para uma temperatura de condensação de projeto. Os valores resultantes da Fig. 3.15, obtidos a partir de balanços de massa e energia, são levemente superiores àqueles da Fig. 3.14. A razão para tal diferença não se deve ao fato do refrigerante ser diferente (R-22 comparado à amônia), mas ao sub-resfriamento da amônia na saída do condensador admitido pelo fabricante na elaboração dos gráficos da Fig. 3.14. Além disso, se o compressor for do tipo rotativo parafuso, as exigências de sub-resfriamento serão menos severas.

3.8 — Estágio único ou estágio duplo de compressão?

Nas seções precedentes foram discutidas algumas vantagens do sistema de duplo estágio de compressão resultantes da remoção do gás de "flash" e do resfriamento intermediário. O aspecto importante a ser considerado na decisão entre estágio simples ou duplo de compressão é, sem dúvida, o consumo energético. Na Fig. 3.16 são apresentadas curvas de percentual de redução na potência de compressão resultante da adoção de um sistema de duplo estágio, para a compressão ideal de amônia e R-22. Verifica-se que, para temperaturas de evaporação suficientemente baixas, a redução se torna significativa. Assim, sob o ponto de vista das limitações do equipamento e da conservação de energia, a compressão com duplo estágio é interessante para temperaturas de evaporação inferiores a $-20°C$.

3.9 — Sistemas em cascata

Nos sistemas em que o mesmo refrigerante passa pelos estágios de baixa e alta pressão, valores extremos de pressão e volume específico podem causar alguns problemas. De fato, quando a temperatura de evaporação é muito baixa, o volume específico do vapor de refrigerante na aspiração do compressor é elevado, o que implica num compressor de capacidade volumétrica elevada. Com relação à pressão, pode se afirmar que valores reduzidos, abaixo da pressão atmosférica, podem promover a admissão de ar e umidade através de aberturas na tubulação de refrigerante. Por outro lado, se um refrigerante for escolhido de tal modo que a pressão de evaporação seja superior à atmosférica, a pressão de descarga pode assumir valores elevados a ponto de exigirem vasos e tubulação de paredes reforçadas. A solução para esses problemas pode ser um sistema em cascata, como aquele ilustrado na Fig. 3.17. Nesse sistema, utilizam-se refrigerantes diferentes nos circuitos de alta e de baixa pressão, constituindo dois sistemas frigoríficos independentes. A interface entre os sistemas é um trocador de calor que opera como condensador para o circuito de baixa e como evaporador para o de alta pressão.

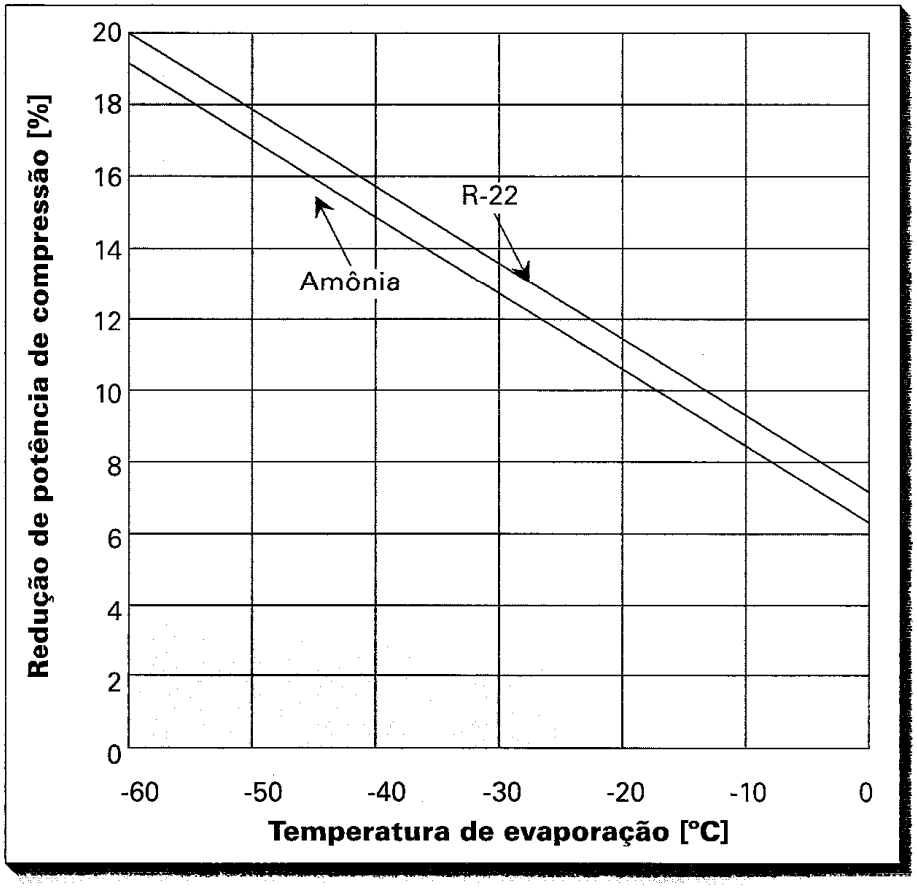


Figura 3.16 — Redução percentual na potência de compressão de sistemas de duplo estágio em relação a sistemas de um único estágio de compressão ideal. A temperatura de condensação admitida é de 35°C.

Um exemplo de sistema em cascata seria aquele que operasse com R-12 ou R-22 no circuito de alta e R-13 no de baixa pressão. Na tabela 3.1 são apresentadas algumas propriedades termodinâmicas do R-12 e do R-13. Dessa tabela pode se concluir que,

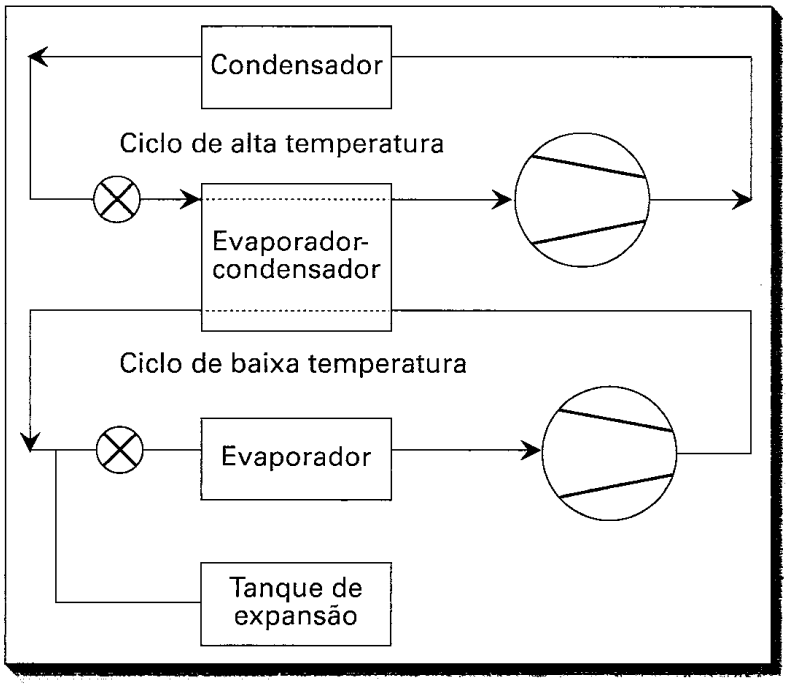


Figura 3.17 — Sistema em cascata.

em um sistema que operasse a uma temperatura de evaporação de -70° C, a utilização do R-12 implicaria numa pressão de evaporação inferior à atmosférica. Por outro lado, a utilização de um sistema em cascata, com R-13 no circuito de baixa pressão, permitiria uma operação a pressão de evaporação superior à atmosférica.

Tabela 3.1 — Pressão de saturação e volume específico do vapor saturado para R-12 e R-13.

	R-12		R-13	
Temperatura	Pressão de saturação	Volume específico do vapor	Pressão de saturação	Volume específico do vapor
-70°C	12,42 kPa	1,146 m^3/kg	180,9 kPa	0,08488 m^3/kg
25°C	651,6 kPa	0,02686 m^3/kg	3560 kPa	0,002915 m^3/kg

Da tabela pode se concluir que a capacidade volumétrica do compressor de R-13, operando a -70° C, deveria ser 1/14 daquela do compressor de R-12. Por outro lado, as pressões de saturação a 25° C ilustram outro efeito anteriormente comentado: sob uma condição de parada, quando o sistema atingisse uma temperatura próxima à do ambiente (25° C), a pressão no circuito de R-13 atingiria valores da ordem de 3.500 a 4.000 kPa, elevados para as espessuras de paredes de tubos e vasos geralmente adotadas. Afim de contornar esse problema, o sistema de baixa temperatura deve ser dotado de um tanque de expansão, como ilustrado na Fig. 3.17, afim de proporcionar um volume elevado, de modo que o refrigerante possa ser armazenado no estado vapor à pressão máxima especificada de projeto.

Exemplo 3.3

Qual deve ser o tamanho do tanque de expansão de um sistema de R-13 durante os intervalos de parada, quando a temperatura do sistema pode atingir 20° C, se a pressão deve ser limitada a valores inferiores a 1.500 kPa? O volume do circuito frigorífico (sem incluir o tanque de expansão) é de 0,5 m^3, ao passo que a massa de R-13 contida no sistema deve ser de 240 kg.

Solução

À pressão de 1500 kPa e à temperatura de 20° C, o estado do refrigerante deve ser o dc vapor superaquecido. Das tabelas de vapor superaquecido do R-13[2], o volume específico do vapor resulta igual a 0,125 m^3/kg. Nessa condições, o volume total ocupado pelos 240 kg de R-13 deve ser de 3,0 m^3, de modo que o tanque de expansão deverá ter um volume de 3,0 - 0,5 = 2,5 m^3.

Concluindo, é interessante lembrar que, nos sistemas em cascata, o problema da migração de óleo de um compressor para outro, como se observa em sistemas de duplo estágio de compressão, é eliminado, uma vez que os ciclos são desacoplados.

3.10 — Conclusão

Os conceitos apresentados neste capítulo formam a base para o trabalho que será desenvolvido nos capítulos subsequentes. Eles constituem um material indispensável para a correta seleção de equipamentos e tubulação, além do projeto de vasos, controles e operação do sistema.

REFERÊNCIAS

1. "ASHRAE Handbook of Refrigeration 1998," American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA.
2. "ASHRAE Handbook of Fundamentals 1997," American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

CAPÍTULO 4 COMPRESSORES ALTERNATIVOS

4.1 — Tipos de compressores

Na Refrigeração Industrial são utilizados praticamente todos os tipos de compressores: alternativos, rotativos parafuso e de palhetas e centrífugos. Desses, os tipos mais comuns em instalações de capacidade até 1.000 kW são os alternativos e os rotativos parafuso, ou simplesmente parafuso. Compressores centrífugos encontram aplicação na indústria química e de processos, uma vez que tanto podem ser acionados por turbina a gás como por motores elétricos. Os compressores rotativos de palhetas encontram aplicação como "booster" em sistemas de duplo estágio de compressão. Assim, dadas as características dos distintos tipos de compressores, no presente texto só serão abordados os dois primeiros tipos. Neste capítulo serão considerados os compressores alternativos, sendo o Capítulo 5 reservado para os parafuso.

Os compressores alternativos são construídos em distintas concepções, destacando-se entre elas os tipos aberto, semi-hermético e selado (hermético). No compressor aberto, o eixo de acionamento atravessa a carcaça, sendo, portanto, acionado por um motor exterior, como ilustrado na Fig. 4.1. É o único tipo adequado a instalações de amônia, podendo também operar com refrigerantes halogenados. No compressor semi-hermético, a carcaça exterior aloja tanto o compressor propriamente dito quanto o motor de acionamento, como pode ser observado na Fig. 4.2. Nesse tipo, que opera exclusivamente com refrigerantes halogenados, o vapor de refrigerante entra em contato com o enrolamento do motor, resfriando-o. Esse compressor deve sua denominação ao fato de permitir a remoção do cabeçote, tornando acessíveis as válvulas e os pistões.

Os compressores herméticos, utilizados em refrigeradores domésticos e condicionadores de ar até potências da ordem de 30 kW, são semelhantes aos semi-herméticos, destes diferindo no fato da carcaça só apresentar os acessos de entrada e saída do refrigerante e para as conexões elétricas do motor. Em todo caso, tanto os compressores herméticos quanto os seus similares semi-herméticos eliminam a necessidade de um selo de vedação para o eixo, como ocorre nos compressores abertos. Entretanto, podem perder um pouco de sua eficiência em virtude do aquecimento do refrigerante promovido pelo enrolamento.

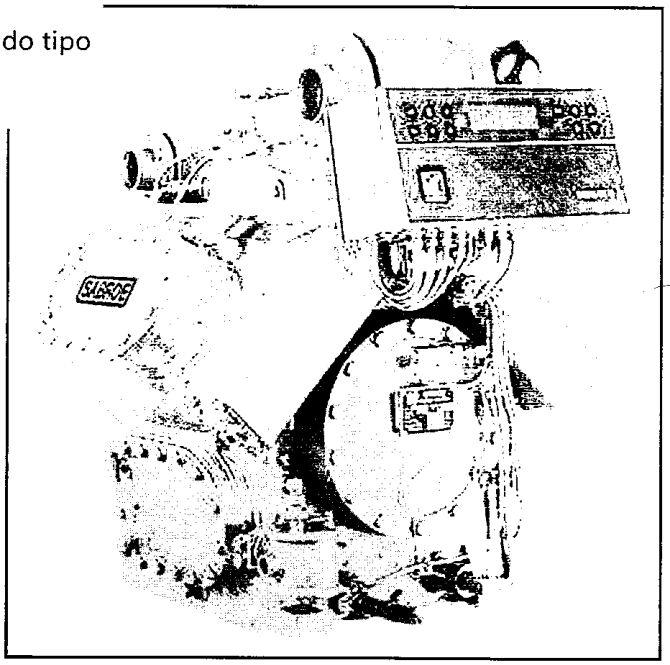


Figura 4.1 — Vista de um compressor do tipo aberto (Cortesia da York Internacional Corporation).

Uma perfeita compreensão do desempenho de compressores alternativos é importante para projetistas e engenheiros de operação de instalações. O presente capítulo tem por objetivo propiciar tal compreensão. Inicialmente serão analisadas as características daquele tipo de compressor através do estudo do seu desempenho e seu efeito na operação da instalação. A seguir serão discutidos dados de desempenho publicados por fabricantes, os quais incorporam irreversibilidades não consideradas na análise inicial. O capítulo será concluído com algumas sugestões para a seleção de compressores, seguidas de comentários sobre a interpretação dos dados de catálogo e uma revisão das características de alguns tipos construtivos.

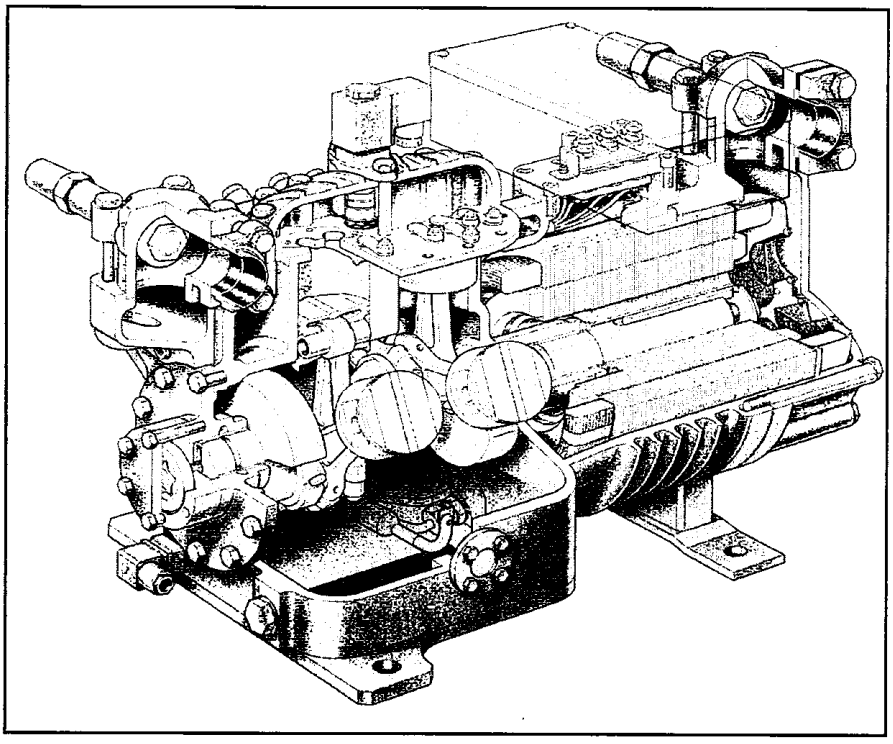


Figura 4.2 — Corte descritivo de um compressor semi-hermético, onde podem se notar a bomba de óleo, as válvulas de serviço da aspiração e descarga, a placa de válvulas, os pistões, o terminal de ligações e o motor elétrico de acionamento. (Cortesia da Bitzer International).

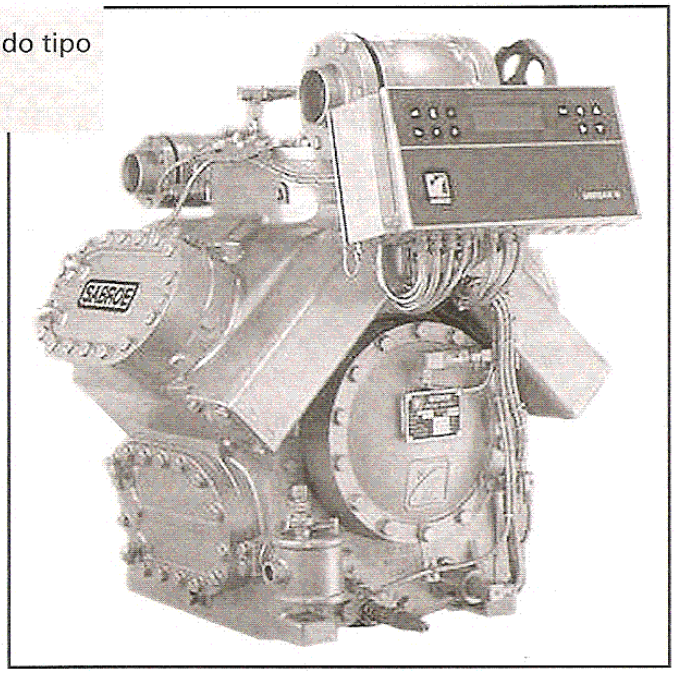


Figura 4.1 — Vista de um compressor do tipo aberto (Cortesia da York Internacional Corporation).

Uma perfeita compreensão do desempenho de compressores alternativos é importante para projetistas e engenheiros de operação de instalações. O presente capítulo tem por objetivo propiciar tal compreensão. Inicialmente serão analisadas as características daquele tipo de compressor através do estudo do seu desempenho e seu efeito na operação da instalação. A seguir serão discutidos dados de desempenho publicados por fabricantes, os quais incorporam irreversibilidades não consideradas na análise inicial. O capítulo será concluído com algumas sugestões para a seleção de compressores, seguidas de comentários sobre a interpretação dos dados de catálogo e uma revisão das características de alguns tipos construtivos.

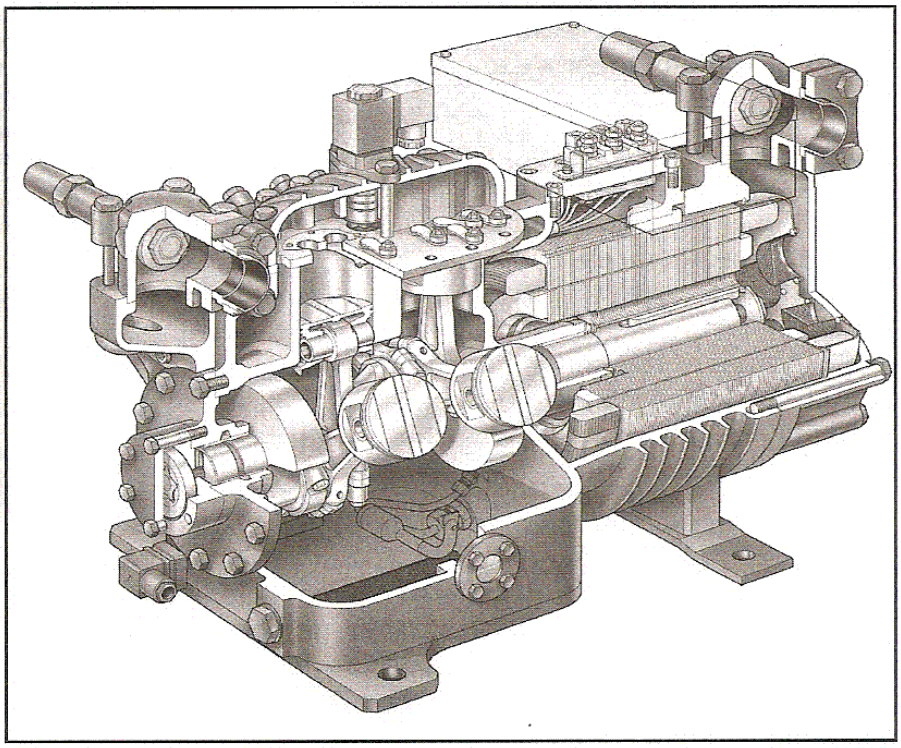


Figura 4.2 — Corte descritivo de um compressor semi-hermético, onde podem se notar a bomba de óleo, as válvulas de serviço da aspiração e descarga, a placa de válvulas, os pistões, o terminal de ligações e o motor elétrico de acionamento. (Cortesia da Bitzer International).

4.2 — Rendimento volumétrico de espaço nocivo

O rendimento volumétrico é o parâmetro chave na interpretação do desempenho dos compressores alternativos para aplicações frigoríficas. Distinguem-se dois tipos de rendimento: o de espaço nocivo e o real. O rendimento volumétrico real, η_{vr}, é normalmente dado em porcentagem e definido como:

$$\eta_{vr} = (100)\frac{\text{vazão volumétrica que entra no compressor, } m^3/s}{\text{taxa de deslocamento, } m^3/s} \qquad (4.1)$$

A taxa de deslocamento do compressor é o volume "varrido" pelos pistões durante o seu curso. A definição do rendimento volumétrico de espaço nocivo resulta de argumentos ilustrados na Fig. 4.3. Nos compressores alternativos, as válvulas são normalmente operadas por molas, de modo que, quando a pressão no cilindro diminui até aquela da linha de aspiração (na realidade um pouco inferior), a válvula de aspiração se abre, permitindo a entrada do gás no cilindro. Por outro lado, quando a pressão no interior do cilindro atinge o valor da linha de descarga (na realidade, um valor levemente superior), a válvula de descarga se abre, permitindo a saída do gás comprimido do cilindro. Outra característica importante dos compressores alternativos é o espaço nocivo, também ilustrado na Fig. 4.3, cujo volume é representado por V_{en}, que associa o volume residual entre a superfície interior do cabeçote e a do pistão, quando este se encontra no Ponto Morto Superior. Assim, o gás retido no espaço nocivo deve ser expandido até a pressão de aspiração, quando tem início a introdução de gás no cilindro. O volume do espaço nocivo pode ser expresso como porcentagem do volume deslocado pelo pistão:

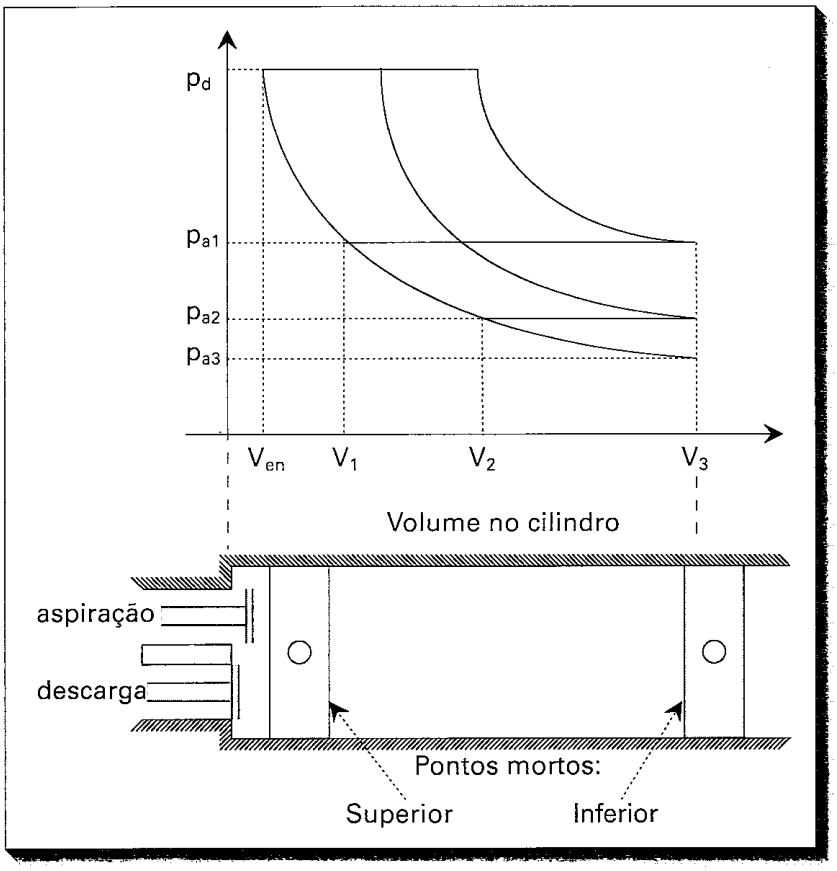


Figura 4.3 — Diagrama pressão-volume de um compressor alternativo ideal.

$$\text{Fração de Espaço Nocivo, em } \% = \varepsilon = 100\left(\frac{V_{en}}{V_3 - V_{en}}\right) \tag{4-2}$$

Considerando o caso em que a pressão de aspiração é p_{a1}, o gás residual do espaço nocivo deve ser expandido até essa pressão, condição em que o volume ocupado pelo gás no cilindro é V_1. Assim, o volume de gás efetivamente introduzido no cilindro é igual a $V_3 - V_1$, de modo que o rendimento volumétrico de espaço nocivo, η_{en}, deverá ser dado por:

$$\eta_{en} = 100\left(\frac{V_3 - V_1}{V_3 - V_{en}}\right)$$

η_{en} pode ser expresso em termos de ε, adicionando e subtraindo V_{en} ao numerador da equação acima, do que resulta:

$$\eta_{en} = 100\left(\frac{V_3 - V_{en} + V_{en} - V_1}{V_3 - V_{en}}\right) = 100 + 100\left(\frac{V_{en} - V_1}{V_3 - V_{en}}\right)$$
$$\eta_{en} = 100 - 100\left(\frac{V_{en}}{V_3 - V_{en}}\right)\left(\frac{V_1}{V_{en}} - 1\right) = 100 - \varepsilon\left(\frac{V_1}{V_{en}} - 1\right) \tag{4-3}$$

Como a massa permanece constante durante a expansão do gás do espaço nocivo,

$$\frac{V_1}{V_{en}} = \frac{v_{\text{aspiração}}}{v_{\text{descarga}}} \tag{4-4}$$

onde

$v_{\text{aspiração}}$ = volume específico do vapor na aspiração do compressor
v_{descarga} = volume específico do vapor na descarga do compressor

A relação entre volumes pode ser determinada através dos volumes específicos obtidos em tabelas de propriedades ou diagramas p-h dos refrigerantes. Substituindo a Eq. (4-4) na Eq. (4-3), resulta:

$$\eta_{en} = 100 - \varepsilon\left[\left(\frac{v_{\text{aspiração}}}{v_{\text{descarga}}}\right) - 1\right] \tag{4-5}$$

Se a expansão do gás do espaço nocivo for admitida como politrópica,

$$\left(\frac{V_{\text{aspiração}}}{V_{\text{descarga}}}\right) = \left(\frac{p_{\text{descarga}}}{p_{\text{aspiração}}}\right)^{1/n}$$
$$\eta_{en} = 100 - \varepsilon\left[\left(\frac{p_{\text{descarga}}}{p_{\text{aspiração}}}\right)^{1/n} - 1\right]$$

O expoente n pode assumir valores entre 1, para expansão isotérmica, e k (c_p/c_v), para expansão adiabática

4.3 — O efeito da temperatura de evaporação sobre a vazão de refrigerante

Nas próximas seções, o efeito da temperatura de evaporação sobre a capacidade de refrigeração e potência de compressão será abordado com base na hipótese de que o rendimento volumétrico resulta exclusivamente da expansão do gás presente no espaço nocivo. Nessas condições, a vazão de refrigerante, m, circulada pelo compressor, pode ser dada pela seguinte expressão:

$$m,\ kg/s = \frac{Q,\ m^3/s}{v_{aspiração},\ m^3/kg} \tag{4-6}$$

Da definição de rendimento volumétrico, Eq. (4-1), resulta:

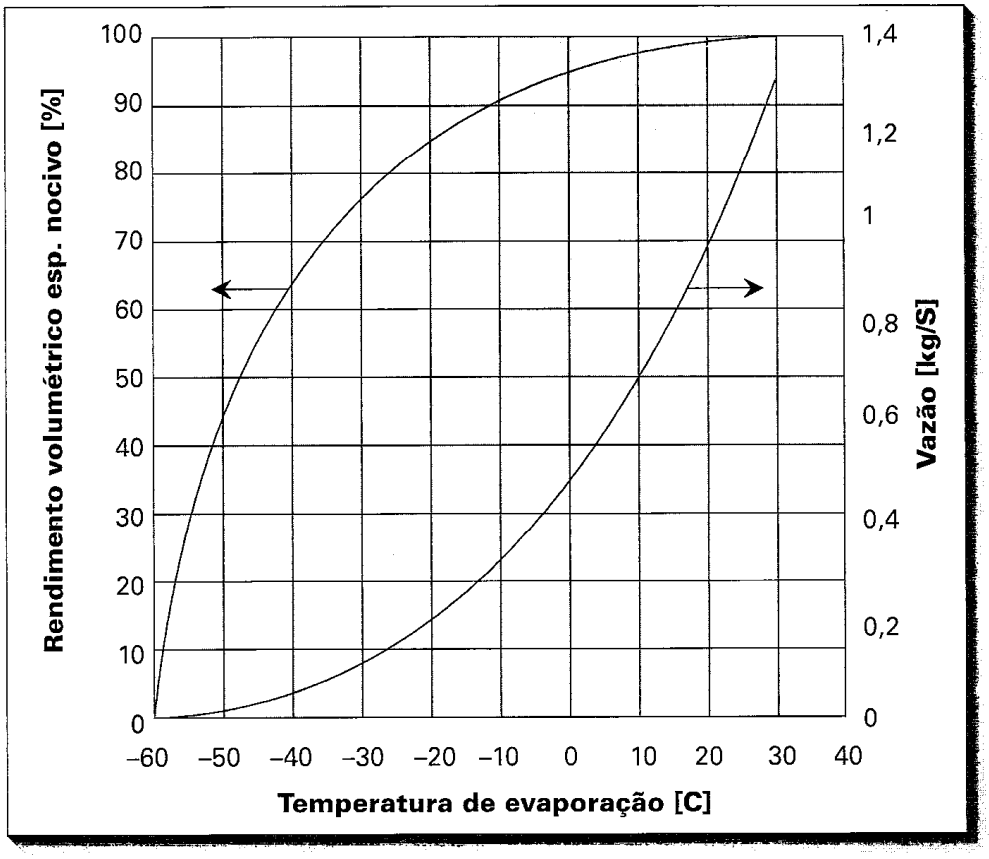
$$Q = \frac{(\text{rendimento volumétrico})}{100} \times (\text{taxa de deslocamento})$$

Assim, quando o rendimento volumétrico de espaço nocivo é utilizado,

$$m = (\text{taxa de deslocamento}) \frac{\eta_{en}}{(100)\, v_{aspiração}} \tag{4-7}$$

Na Fig. 4.4 são apresentadas as variações de m e η_{en} para um compressor de amônia em que a temperatura de condensação é mantida constante e igual a 35° C e ε = 4%.

Figura 4.4 — Rendimento volumétrico de espaço nocivo e vazão de refrigerante de um compressor de amônia ideal em que ε = 4,0% e a taxa de deslocamento é de 0,146 m³/s. A temperatura de condensação é mantida constante e igual a 35°C.



Nessa figura pode ser observado que, para uma temperatura de evaporação igual à de condensação, o rendimento volumétrico é de 100% em virtude de não ocorrer a expansão do gás do espaço nocivo, pois as pressões de aspiração e descarga coincidem. À medida que a temperatura de evaporação é reduzida, o pistão deve se deslocar mais, a fim de que a expansão do gás do espaço nocivo seja suficiente para igualar a pressão de aspiração. Com isso, o rendimento volumétrico, η_{en}, deve diminuir, como observado na Fig. 4.4. Assim, se a temperatura de evaporação for reduzida suficientemente, η_{en} pode assumir um valor nulo, o que ocorre, no caso da Fig. 4.4, quando a temperatura de evaporação é da ordem de -59° C. Tal condição corresponde ao caso em que a pressão de aspiração é p_{a3} na Fig. 4.3, de tal modo que o pistão deve deslocar-se até o ponto morto inferior para que a expansão do gás do espaço nocivo atinja uma pressão correspondente à pressão de aspiração.

Como a taxa de deslocamento é constante, a vazão de refrigerante pode ser calculada de acordo com a Eq. (4-7). O efeito da temperatura de evaporação é ilustrado na Fig. 4.4, onde pode ser observado que a vazão de refrigerante circulada pelo compressor aumenta com a temperatura de evaporação. Tal comportamento resulta tanto da elevação do rendimento volumétrico como do incremento na densidade do vapor de refrigerante na aspiração do compressor.

4.4 — O efeito da temperatura de evaporação sobre a capacidade frigorífica

A capacidade frigorífica é igual ao produto da vazão de refrigerante pelo efeito de refrigeração. Este corresponde ao incremento de entalpia do refrigerante através do evaporador, em cuja saída o refrigerante é admitido no estado de vapor saturado. Na Fig. 4.5 se ilustra a variação do efeito de refrigeração com a temperatura de evaporação para a amônia. Assim,

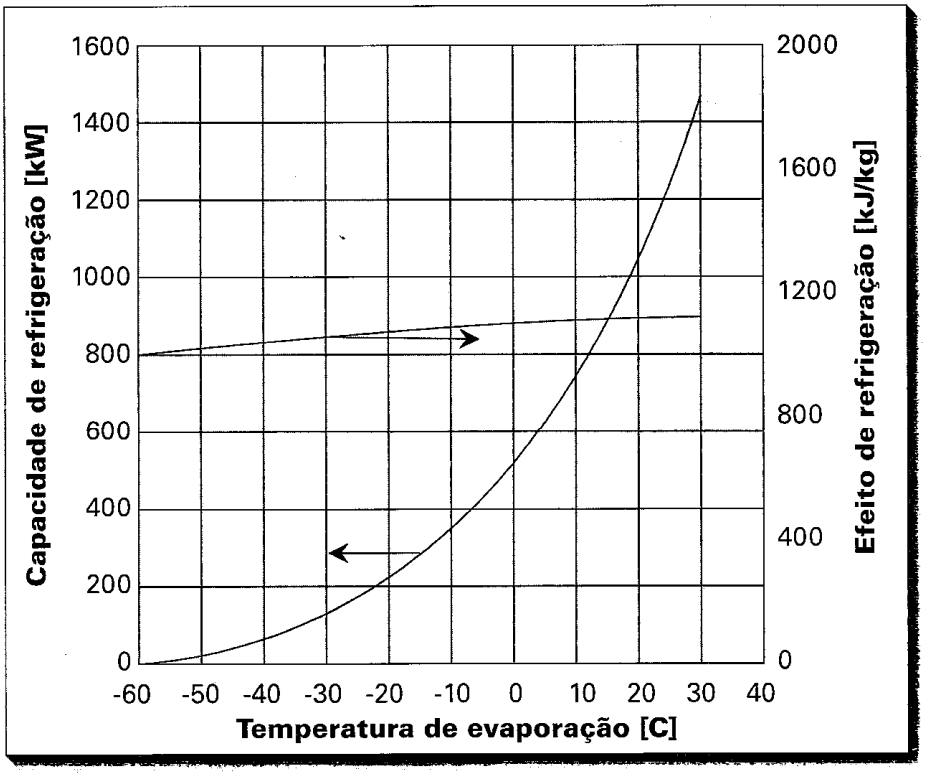


Figura 4.5 — Efeito de refrigeração e capacidade frigorífica de um compressor de amônia ideal com taxa de deslocamento de 0,146 m³/s e fração de espaço nocivo de 4,0%. A temperatura de condensação é admitida constante e igual a 35°C .

(Capacidade de refrigeração) = (vazão) (efeito de refrigeração)

Como a temperatura de evaporação afeta pouco o efeito de refrigeração do particular refrigerante, a capacidade frigorífica do compressor é determinada pela vazão de refrigerante, que depende da temperatura de evaporação, como ilustrado na Fig. 4.4. Assim, para o compressor da Fig. 4.5, a capacidade frigorífica pode dobrar quando a temperatura de evaporação é elevada de $-10°C$ a $10°C$. O conhecimento do efeito da temperatura de evaporação ou da pressão de aspiração é muito importante para os projetistas e operadores de instalações frigoríficas, uma vez que eles freqüentemente se defrontam com situações em que é necessário decidir que parâmetro deve ser afetado a fim de elevar a capacidade do sistema.

4.5 — O efeito da temperatura de evaporação sobre a potência de compressão

Na maioria dos circuitos frigoríficos, o compressor é o componente que mais consome energia, a tal ponto de afetar significativamente o custo operacional da instalação. Por outro lado, o conhecimento da potência de compressão é importante na seleção do motor de acionamento e de seus equipamentos auxiliares. Percebe-se, assim, a importância da avaliação da potência de compressão. Na Fig. 2.18b sugere-se que:

(potência de compressão) = (vazão) (trabalho de compressão) (4-8)

Na Fig. 4.6 pode se verificar que o trabalho de compressão isoentrópica é elevado a temperaturas de evaporação reduzidas e diminui progressivamente à medida que a temperatura de evaporação se eleva, anulando-se à temperatura de condensação, $35°C$, uma vez que, nessa condição, o compressor não comprime o gás. Por outro lado, pela Eq.(4-8) percebe-se que a potência de compressão se anula para vazões de refrigerante

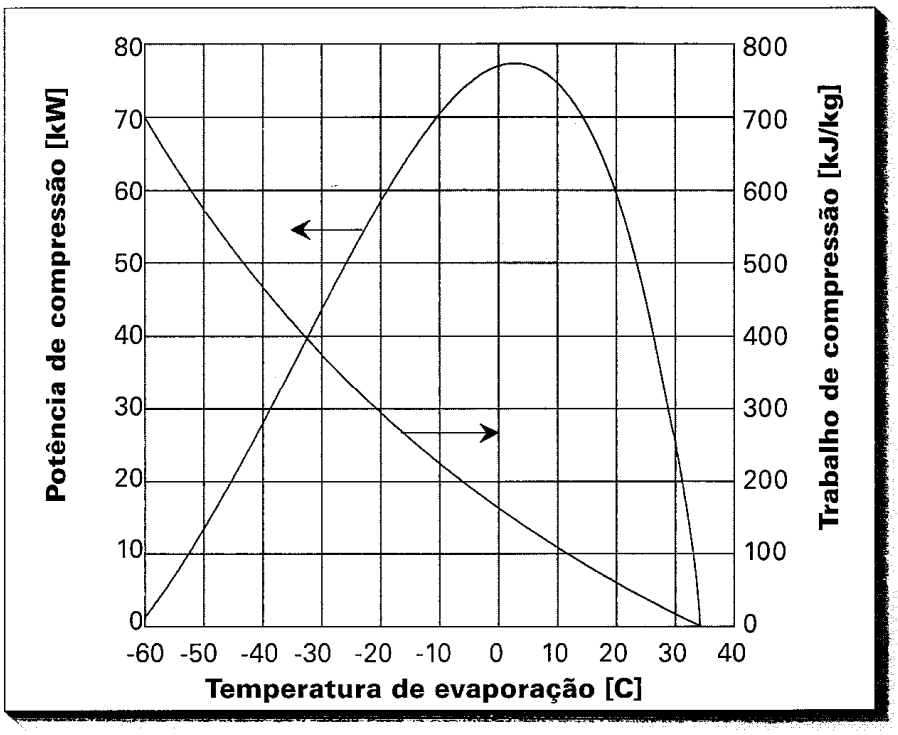


Figura 4.6 — Trabalho de compressão e potência de compressão de um compressor de amônia ideal, com taxa de deslocamento de 0,146 m^3/s e fração de espaço nocivo de 4,0%. A temperatura de condensação é de 35°C.

ou trabalhos de compressão nulos. Assim, como a vazão de refrigerante se anula para uma temperatura de evaporação de -59° C e o trabalho de compressão, por sua vez, é nulo quando a temperatura de evaporação iguala a de condensação, 35° C, pode se concluir que a potência de compressão se anula naquelas condições. Logo, é evidente que a potência de compressão deve assumir um valor máximo entre aquelas temperaturas limite, como se verifica na Fig. 4.6.

A forma da curva de potência de compressão em função da temperatura de evaporação, ilustrada na Fig. 4.6, apresenta características muito interessantes para o engenheiro. À primeira vista, uma vez que a pressões de aspiração elevadas o compressor deve encontrar maior facilidade para comprimir o gás, poderia se concluir que a potência de compressão seria menor. Tal não é o caso, como se observa na Fig. 4.6, uma vez que a maioria dos sistemas frigoríficos operam à esquerda do "pico" da referida curva. O desconhecimento de tal condição pode levar a sérios erros de avaliação de ordem prática. Assim, um sistema que operasse a temperaturas de evaporação inferiores àquelas do "pico", poderia apresentar problemas com o motor de acionamento, caso o mesmo tivesse sido selecionado para uma potência correspondente à temperatura de evaporação nominal. Tais problemas estão associados à partida do compressor desde uma situação em que o sistema se encontra em equilíbrio com o meio. Nessas condições, a potência necessária para o acionamento do compressor aumentaria até atingir o "pico", diminuindo a seguir, uma vez que a temperatura de evaporação desejada é inferior àquela de ocorrência do mesmo. Assim, o motor de acionamento experimentaria uma sobrecarga, dado que foi selecionado para uma potência inferior. Percebe-se, então, que o motor, em determinadas circunstâncias, deve ser superdimensionado a fim de suportar condições de partida adversas. O superdimensionamento pode ser contornado pelo estrangulamento do gás de aspiração, através de uma válvula, ou pela desativação de alguns cilindros (operação em vazio, ver seção 4-16) até que a temperatura de evaporação seja inferior àquela de ocorrência do "pico".

4.6 — O efeito da temperatura de condensação sobre a vazão de refrigerante e a capacidade de refrigeração

O efeito da temperatura de condensação pode ser avaliado de maneira análoga ao da temperatura de evaporação. Assim, um compressor ideal será considerado, sendo a compressão admitida isoentrópica e o rendimento volumétrico resultante da ação exclusiva do espaço nocivo. O mesmo compressor de amônia das seções precedentes será considerado, apresentando uma taxa de deslocamento de 0,146 m^3/s e uma fração de espaço nocivo de 4,0%. Neste caso, a temperatura de evaporação será mantida constante e igual a -40° C. Na Fig. 4.7, verifica-se que, enquanto a temperatura de condensação aumenta a partir da temperatura de evaporação, -40° C, o rendimento volumétrico diminui progressivamente a partir do valor máximo de 100%. A vazão de refrigerante deve acompanhar o desempenho do rendimento volumétrico, Eq. (4-7), uma vez que o volume específico do gás de aspiração, $v_{aspiração}$, permanece constante em virtude da manutenção de uma mesma temperatura de evaporação. Tal comportamento pode ser observado na Fig. 4.7. A uma temperatura de condensação suficientemente elevada, tanto o rendimento volumétrico como a vazão devem assumir valores nulos.

Como foi previamente observado, a capacidade frigorífica é igual ao produto da vazão de refrigerante pelo efeito de refrigeração, que diminui com a elevação da temperatura de condensação, como resultado da elevação da entalpia do refrigerante

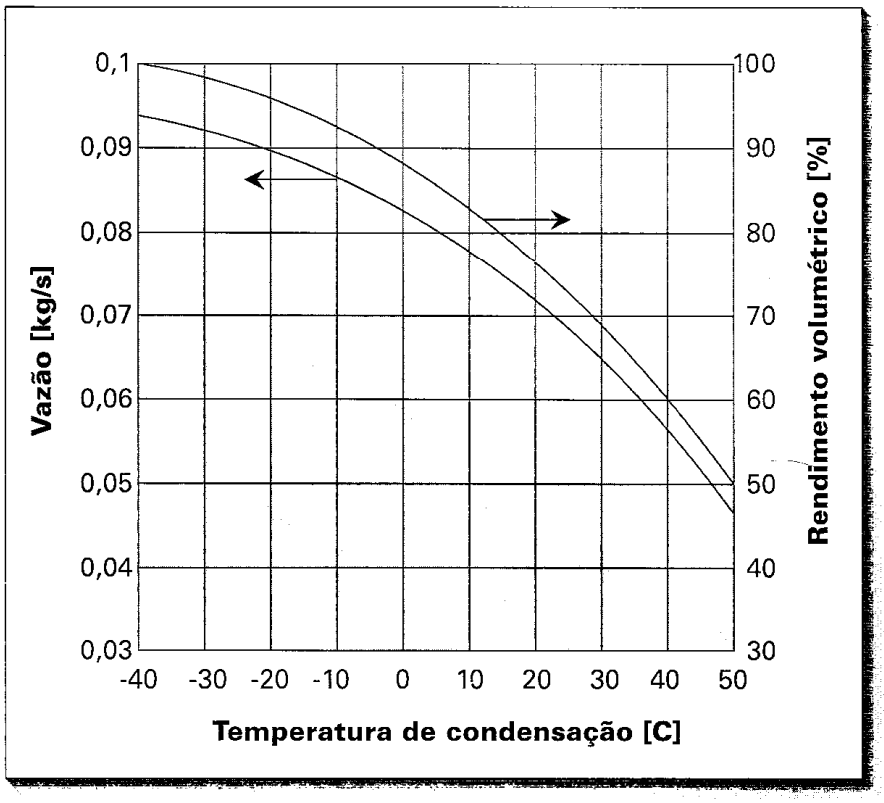


Figura 4.7 — Variação do rendimento volumétrico e da vazão de refrigerante com a temperatura de condensação para um compressor de amônia ideal, com taxa de deslocamento de 0,146 m³/s e fração de espaço nocivo de 4,0%. A temperatura de evaporação é de –40°C.

na entrada do dispositivo de expansão. Como ambos os fatores diminuem com a temperatura de condensação, o mesmo deve ocorrer com a capacidade frigorífica, como se observa na Fig. 4.8.

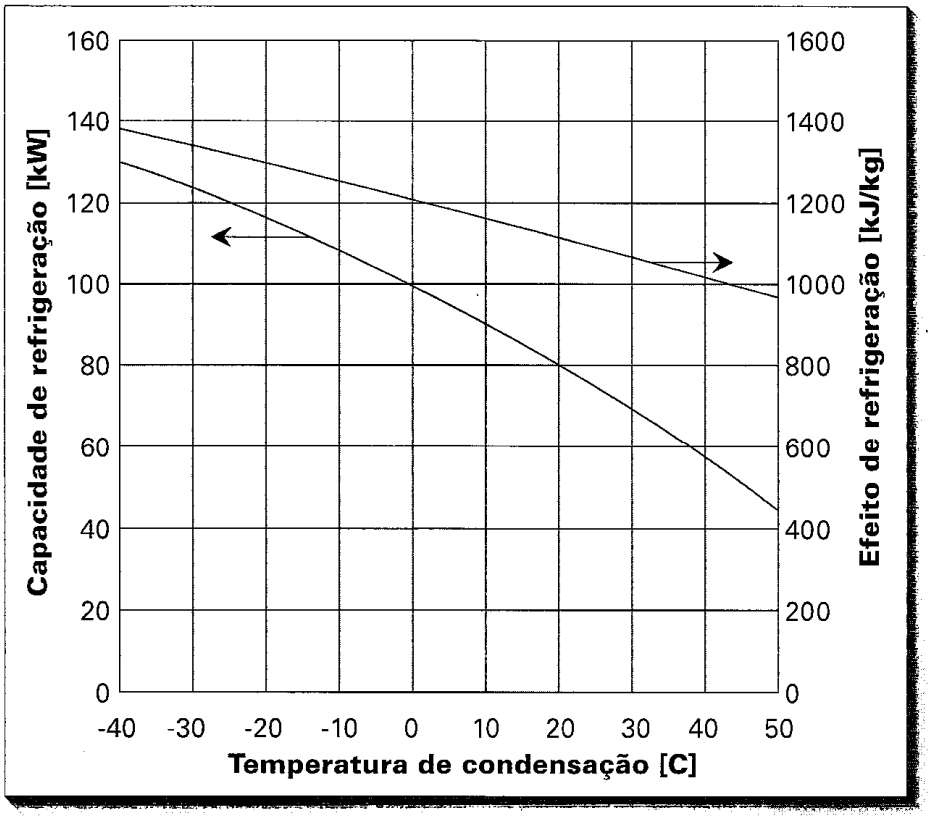


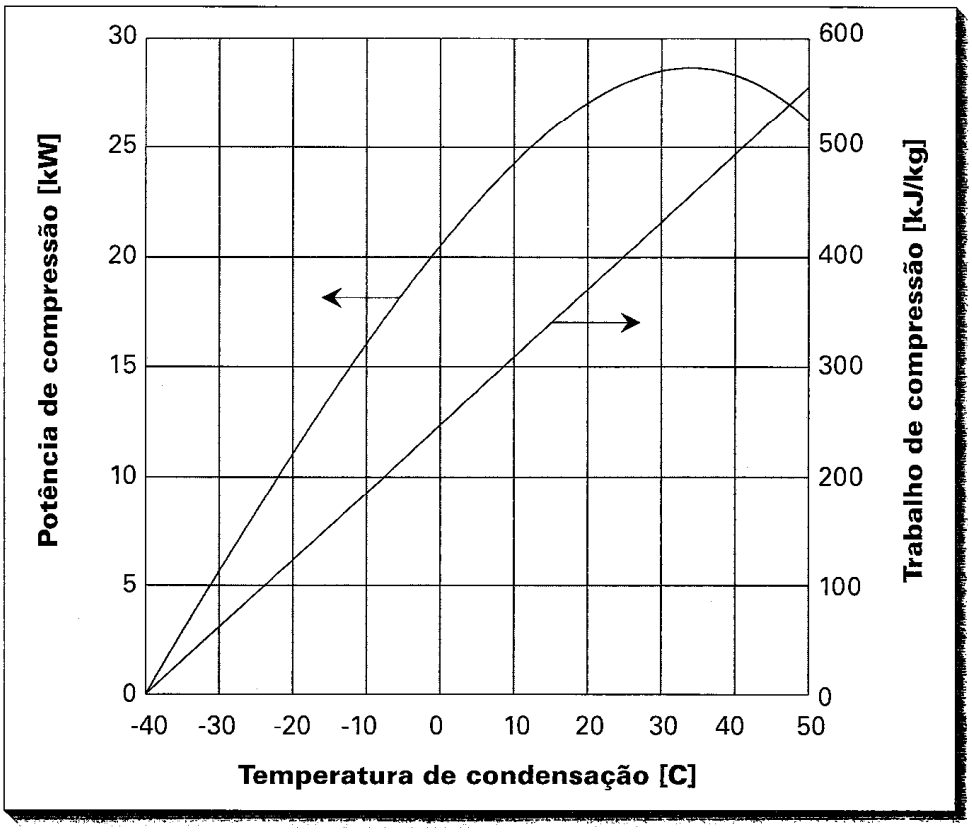
Figura 4.8 — Variação do efeito e da capacidade de refrigeração com a temperatura de condensação para um compressor de amônia com taxa de deslocamento de 0,146 m³/s e fração de espaço nocivo de 4%. A temperatura de evaporação é de –40°C.

4.7 — O efeito da temperatura de condensação sobre a potência de compressão

A potência de compressão é igual ao produto da vazão de refrigerante pelo trabalho de compressão, como indicado na Eq. (4-8). O trabalho de compressão aumenta continuamente com a temperatura de condensação, a partir de um valor nulo, quando aquela temperatura coincide com a de evaporação. Nessas condições, a curva da potência de compressão em função da temperatura de condensação deverá apresentar duas condições de valor nulo: quando as temperaturas de condensação e de evaporação coincidem ou a vazão de refrigerante se anula. Assim, a curva de potência de compressão deve apresentar um ponto de máximo para uma temperatura de condensação entre tais temperaturas limite. A Fig. 4.9 ilustra o comportamento acima referido.

Um aspecto importante para a operação de instalações frigoríficas, relacionado à dependência da potência de compressão com a temperatura de evaporação, foi a constatação da ocorrência de um "pico" na curva, o qual poderia causar problemas com o motor de acionamento. Neste caso, a ocorrência de um "pico" não causa maiores problemas, uma vez que as instalações operam, normalmente, a temperaturas de condensação inferiores àquela em que se dá o ponto de máximo. Com isso, elevações da temperatura de condensação são acompanhadas de aumentos correspondentes na potência de compressão.

Figura 4.9 — Variação do trabalho e da potência de compressão com a temperatura de condensação para um compressor de amônia com taxa de deslocamento de 0,146 m³/s e fração de espaço nocivo de 4,0%. A temperatura de evaporação é de –40°C.



4.8 — Catálogos de fabricantes

A capacidade de refrigeração e a potência de compressão são os parâmetros operacionais mais importantes do compressor. Nessas condições, não é de estranhar que os catálogos dos fabricantes os incluam em suas tabelas de seleção para dadas temperaturas de condensação e evaporação. A Tabela 4.1, extraída do catálogo de um fabricante, apresenta

Tabela 4.1 — Tabela de dados de desempenho de um compressor de amônia operando à rotação de 1.200 rpm. Curso do pistão: 0,089 m; diâmetro do cilindro: 0,114 m (Modelo 448 da Vilter Manufacturing Corporation).

Referência para a tabela

Capacidade frigorífica, kW
Potência, kW

Temp. evap. °C	Temperatura de condensação, °C					
	15	20	25	30	35	40
−30	104,8 37,3	98,1 39,6				
−28	121,7 38,8	114,6 41,7				
−26	141,0 40,9	132,9 44,1	127,3 47,5			
−24	162,8 43,3	153,3 46,5	145,2 50,3	134,0 52,6		
−22	184,3 46,3	175,5 49,1	164,9 53,2	153,7 55,5	140,0 59,5	
−20	208,2 48,2	198,7 52,0	186,7 56,6	174,8 59,3	161,4 61,1	141,4 65,8
−18	234,2 50,3	223,0 54,4	210,7 58,5	197,6 61,6	183,9 64,3	169,9 68,8
−16	261,6 52,3	248,6 56,6	235,6 60,9	221,9 64,3	207,8 67,2	195,5 71,7
−14	289,8 53,9	276,1 58,5	262,0 63,1	247,2 66,7	232,5 69,9	219,4 74,3
−12	320,0 54,8	305,3 59,9	290,1 64,9	274,3 68,9	258,1 72,3	244,1 76,6
−10	347,5 54,7	338,3 60,9	317,6 66,1	300,7 70,5	287,7 74,6	261,6 78,3
−8	383,3 54,2	369,6 61,1	349,6 67,0	330,9 72,0	315,1 76,4	294,0 80,8
−6	421,0 52,4	404,1 60,7	383,7 67,5	363,6 73,0	345,0 77,9	327,4 83,2
−4	460,3 49,5	442,4 59,4	420,3 67,5	397,8 73,4	378,1 79,3	361,9 85,5
−2	503,3 45,0	483,6 57,5	460,7 66,9	437,5 73,7	416,4 80,8	398,4 87,9
0	549,7 38,9	526,5 54,7	500,1 65,8	476,9 73,7	457,5 82,5	437,5 90,3

as características de desempenho do mesmo compressor que serviu de base para a elaboração dos gráficos das Figs. 4.4 a 4.9. Trata-se de um compressor de amônia de 8 cilindros, de 114 mm de diâmetro e curso do pistão de 90 mm. A rotação é de 1.200 rpm, para a qual resulta uma taxa de deslocamento de 0,146 m^3/s, valor adotado na análise das seções precedentes. Nos próximos parágrafos, a Tabela 4.1 será examinada a fim de extrair as tendências resultantes da análise do compressor ideal. Em particular, serão examinados os efeitos das temperaturas de evaporação e condensação sobre os parâmetros anteriormente referidos. Assim, pode ser observado que a capacidade de refrigeração do compressor diminui à medida que a temperatura de condensação se eleva, confirmando a tendência apresentada pelo compressor ideal na Fig. 4.8. Por outro lado, na análise do efeito da temperatura de evaporação para um compressor ideal, cujos resultados são resumidos na Fig. 4.6, verificou-se que a potência de compressão aumentava até alcançar um valor máximo, a partir do qual diminuía bruscamente. Tal comportamento pode ser observado na Tabela 4.1. Assim, para uma temperatura de condensação de 15° C, por exemplo, a potência de compressão máxima ocorre a uma temperatura de evaporação de −12° C. Verifica-se ainda que, à medida que a temperatura de condensação se eleva, a temperatura de evaporação, para a qual se dá o máximo de potência de compressão, sofre acréscimos correspondentes. No gráfico da Fig. 4.9, levantado para um compressor ideal, pode se observar que a potência de compressão atinge um valor máximo. Na Tabela 4.1 não é possível confirmar tal comportamento, uma vez que as temperaturas de condensação que lá aparecem se encontram à esquerda daquela para a qual ocorreria o valor máximo da potência. Assim, verifica-se um crescimento progressivo da potência de compressão com a temperatura de condensação, para uma dada temperatura de evaporação.

Os fabricantes também publicam tabelas semelhantes à Tabela 4.1 para compressores "booster". Neste caso, ao invés de se referir à temperatura de condensação, as tabelas são apresentadas em termos da temperatura de saturação correspondente à pressão de descarga (ou pressão intermediária).

4.9 — O rendimento volumétrico real

O único efeito sobre o rendimento volumétrico considerado até o momento é o resultante da expansão do gás que permanece no espaço nocivo, denominado de rendimento de espaço nocivo, η_{en}. Entretanto, outros efeitos podem influir no valor do rendimento volumétrico. Entre estes, podem ser citados: vazamentos através das válvulas de aspiração e de descarga e o aquecimento do gás que adentra o cilindro, tendo como resultado uma redução na massa de refrigerante em relação àquela que seria admitida caso a temperatura do gás permanecesse constante. Dados de catálogo, como os da Tabela 4.1, poderiam ser utilizados no cálculo do rendimento volumétrico real. Este se compara ao rendimento volumétrico de espaço nocivo como ilustrado na Fig. 4.10. É interessante observar que os demais efeitos que afetam o rendimento volumétrico são dependentes da relação entre as pressões de descarga e de aspiração, do que resulta uma correlação como a da Fig. 4.10.

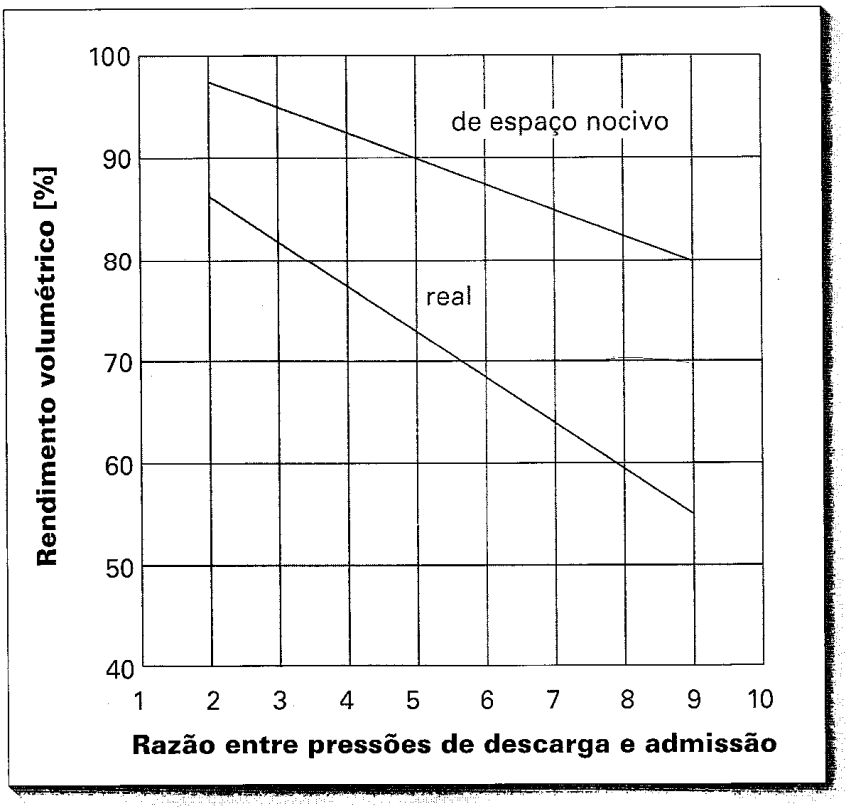


Figura 4.10 — Rendimentos volumétricos real e de espaço nocivo (admitindo uma fração de espaço nocivo de 4,0%) de um compressor de 8 cilindros. O diâmetro do cilindro é de 114 mm e o curso do pistão é de 90 mm. A rotação é de 1.200 rpm (Cortesia da Vilter Manufacturing Corporation).

Exemplo 4.1

Determine o rendimento volumétrico real do compressor da Tabela 4.1, para temperaturas de evaporação e condensação de -20° C e 25° C respectivamente.

Solução

Para a condição de operação indicada no enunciado, da Tabela 4.1, obtém-se uma capacidade de refrigeração de 186,7 kW. Admitindo que o vapor que deixa o evaporador esteja saturado a -20° C* e que o líquido que deixa o condensador e adentra o dispositivo de expansão também esteja saturado a 25° C, as seguintes propriedades podem ser obtidas das tabelas de amônia:

- entalpia na saída do evaporador = 1.437,7 kJ/kg
- entalpia na entrada do evaporador = 316,7 kJ/kg
- volume específico do vapor que deixa o evaporador e entra no compressor = 0,624 m^3/kg

A vazão real de refrigerante, m, será, então, igual a:

$$m = \frac{186,7\ kW}{(1437,7 - 316,7) kJ/kg} = 0,167\ kg/s$$

* *Admite-se que o vapor que deixa o evaporador não troque calor na linha de aspiração nem sofra qualquer perda de carga, de modo que o seu estado permaneça inalterado na aspiração do compressor.*

A vazão volumétrica real, Q, deverá ser igual a:

$Q = (0,167 \text{ kg/s})\,(0,624 \text{ m}^3/\text{kg}) = 0,104 \text{ m}^3/\text{s}$

A taxa de deslocamento volumétrico do compressor pode ser calculada como segue:

$$(8 \text{ cilindros})\,(20 \text{ rps})\,(0,089 \text{ m})\left(\frac{\pi\, 0,114^2}{4}\right) = 0,146 \text{ m}^3/\text{s}$$

Nessas condições, o rendimento volumétrico real será igual a:

$$\eta_r = 100\frac{0,104 \text{ m}^3/\text{s}}{0,146 \text{ m}^3/\text{s}} = 71,2\%$$

A relação entre as pressões de descarga e de aspiração para o exemplo acima deve ser de: 1.003 kPa/190,1 kPa = 5,27, de modo que o ponto está dentro da faixa coberta pelo gráfico da Fig. 4.10, do qual o rendimento volumétrico poderia ter sido obtido.

4.10 — Eficiência de compressão adiabática *

A eficiência da compressão adiabática é definida como:

$$\eta_a, \% = (100)\frac{\text{trabalho de compressão isoentrópico, kJ/kg}}{\text{trabalho de compressão real, kJ/kg}} \qquad (4\text{-}9)$$

Entre os diversos fatores que contribuem para uma redução da eficiência podem ser citados o atrito mecânico entre componentes do compressor e a perda de carga do refrigerante através das válvulas e outros canais de escoamento. Outro efeito que contribui para a redução da eficiência, η_a, é o aquecimento do gás no processo de aspiração. Como as curvas isoentrópicas são menos inclinadas à medida que o estado do gás se afasta da região de saturação, o trabalho de compressão é maior.

Exemplo 4.2

Determine a eficiência de compressão adiabática do compressor da Tabela 4.1, quando o mesmo opera entre as temperaturas de evaporação e de condensação de −12° C e 25° C, respectivamente.

Solução

Para as condições de operação do enunciado, da Tabela 4.1, obtém-se uma capacidade de refrigeração de 290,1 kW e uma potência de compressão de 64,9 kW. Por outro lado, a potência de compressão isoentrópica poderá ser obtida admitindo que o refrigerante adentra o compressor

---

** A definição proposta nesta seção apresenta um caráter mais amplo e prático que a definição dada pelos textos de termodinâmica à "eficiência de compressão adiabática". Estes a definem em termos do trabalho "real" transferido ao gás, diferente do isoentrópico em virtude das irreversibilidades.*

como vapor saturado a −12° C. Nessas condições, das tabelas de propriedades termodinâmicas da amônia, as seguintes entalpias podem ser obtidas: a do vapor saturado a −12° C, 1.448,2 kJ/kg, e a do líquido saturado a 25° C, 317,7 kJ/kg. O efeito de refrigeração é, então, igual a 1.131 kJ/kg. Nessas condições, a vazão de refrigerante será igual a:

$$m = \frac{290{,}1\ \text{kW}}{1.131\ \text{kJ/kg}} = 0{,}257\ \text{kg/s}$$

O trabalho de compressão real poderá ser calculado do seguinte modo:

$$\Delta h_r = \frac{64{,}9}{0{,}257} = 252{,}5\ \text{kJ/kg}$$

O trabalho de compressão isoentrópica, Δh_i, pode ser determinado a partir do diagrama da Fig. B.6, através da determinação da entalpia de descarga, o que pode ser feito acompanhando a linha isoentrópica que tem origem na linha de vapor saturado a −12° C até a pressão de 1.003 kPa, correspondente à temperatura de saturação de 25° C. Assim, a entalpia do gás de descarga será de 1.635 kJ/kg, de modo que o trabalho de compressão isoentrópica, Δh_i, será igual a:

$$\Delta h_i = 1635 - 1448{,}2 = 187\ \text{kJ/kg}$$

Nessas condições, da Eq. (4-8), a eficiência de compressão adiabática pode ser calculada:

$$\eta_a = 100\frac{187\ \text{kJ/kg}}{252{,}5\ \text{kJ/kg}} = 74{,}0\%$$

No passado, a Sociedade Americana de Engenheiros de Refrigeração, ASRE, sugeriu que a eficiência de compressão adiabática fosse correlacionada pela temperatura de evaporação[1]. Assim, verifica-se que η_a aumenta com a temperatura de evaporação até atingir valores a partir dos quais a elevação é muito pequena. A Fig. 4.11 mostra a faixa de eficiência de compressão adiabática para o compressor da Tabela 4.1, observando-se a tendência referida anteriormente. Como as temperaturas de evaporação daquela figura não são muito elevadas, observa-se um crescimento monotônico de η_a. Tal comportamento da eficiência está relacionado aos três efeitos anteriormente citados. O relativo ao atrito mecânico permanece constante, uma vez que a rotação é mantida igual a 1.200 rpm na curva da Fig. 4.11. Por outro lado, o efeito relacionado à transferência de calor para o refrigerante no interior do cilindro afeta a eficiência, reduzindo-a, devido ao maior aquecimento do gás à medida que sua temperatura é reduzida, como se observa na Fig. 4.11.

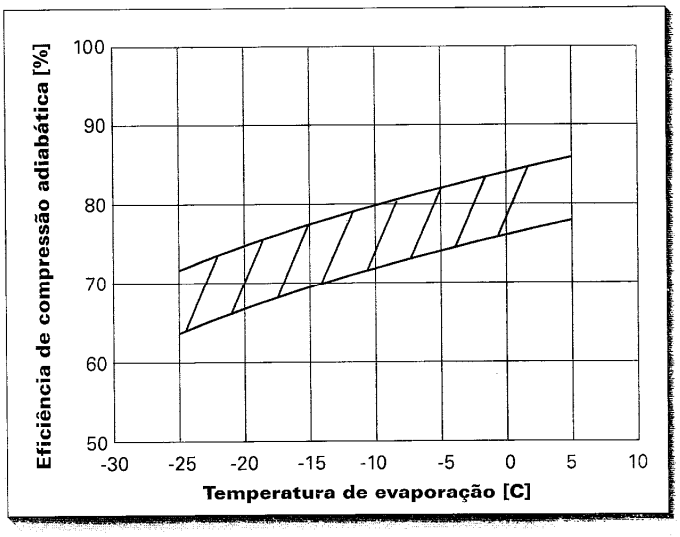


Figura 4.11 — Variação da eficiência de compressão adiabática com a temperatura de evaporação para o compressor de amônia cujo desempenho foi apresentado na Tabela 4.1.

4.11 — O efeito das temperaturas de evaporação e condensação sobre o COP

A Tabela 4.1 também proporciona informação suficiente para a determinação do Coeficiente de Eficácia, COP, de um compressor real para temperaturas de evaporação e condensação dadas. Na seção 2-1 o COP foi definido como:

$$\text{COP} = \frac{\text{capacidade de refrigeração}}{\text{potência de compressão}}$$

Como se observa, o COP é afetado pelo desempenho do compressor e pelas características termodinâmicas do ciclo, as quais estão relacionadas àquelas do ciclo de Carnot. Com relação ao compressor cujo desempenho é apresentado na Tabela 4.1, para as condições do Exemplo 4.2, o COP real do ciclo pode ser calculado como: (290 kW)/(64,9 kW) = 4,47. Por outro lado, da Eq. (2-6), o COP do ciclo de Carnot a −12° C de temperatura de evaporação e 25° C de condensação, deve ser igual a:

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{-12 + 273{,}15}{(25 + 273{,}15) - (-12 + 273{,}15)} = 7{,}06$$

Parte da diferença observada entre os COP acima calculados está relacionada à ineficiência do processo de compressão. Assim, se a eficiência de compressão adiabática, anteriormente calculada, de 74%, fosse aplicada ao COP do ciclo de Carnot, o seu valor se reduziria para (7,06) × (0,74) = 5,22. Outros processos do ciclo real que contribuem para o seu afastamento do ciclo de Carnot incluem o que se dá no dispositivo de expansão, em lugar de expansão em um motor térmico, e o da compressão seca em lugar da úmida.

No Capítulo 2 foi comentado o fato dos ciclos ideais propiciarem subsídios importantes na análise dos ciclos reais, razão pela qual o seu estudo se revestia de singular importância. Estimativas, mesmo que grosseiras, do desempenho de ciclos reais a partir de ciclos ideais podem constituir-se em importantes ferramentas de trabalho para engenheiros supervisores. Assim, seguindo essa linha de raciocínio, uma estimativa do COP de um ciclo real pode ser obtida pela seguinte relação:

$$COP_{real} = 0{,}85\ (\eta_a)\ (COP_{Carnot})$$

Admitindo η_a da ordem de 76%, valor típico das aplicações, resulta:

$$COP_{real} = (0{,}65)\ (COP_{Carnot})$$

Nessas condições, a potência de compressão pode ser estimada pela seguinte relação:

$$\text{(potência de compressão estimada)} = \frac{\text{capacidade de refrigeração}}{COP_{real}}$$

Estime qual deve ser a potência de compressão entre as temperaturas de evaporação e de condensação, respectivamente, de -24° C e 15° C, desenvolvida por um compressor de amônia cuja capacidade de refrigeração é de 163 kW.

O COP_{Carnot}, para as condições do enunciado, deve ser igual a (-24 + 273,15)/[15-(-24)] = 6,39. Assim, de acordo com a relação acima sugerida, o COP do ciclo real deverá ser igual a: (6,39) × (0,65) = 4,15. Nessas condições, a potência de compressão real poderá ser estimada como sendo igual a: 163 kW/4,15 = 39,2 kW. A fim de verificar o resultado proporcionado pela correlação sugerida, o compressor da Tabela 4.1 poderia ser utilizado. Para as condições de operação sugeridas, a capacidade de refrigeração daquele compressor é de 163 kW e a potência de compressão de 43,3 kW. Verifica-se, assim, que a potência estimada é aproximadamente 10% inferior à real.

4.12 — Relação entre pressões e diferenças máximas de pressão

Na Tabela 4.1, o fabricante não publicou dados de desempenho do compressor para todas as combinações possíveis de temperaturas de evaporação e condensação. Alguns fabricantes publicam dados para determinadas condições, chamando a atenção do usuário para a necessidade de consultar o fabricante antes de fazer a seleção do compressor. A razão para tal procedimento está diretamente associada às pressões de operação, mais precisamente, à relação entre as pressões de admissão e de descarga e sua diferença. Assim, relações superiores a 8 ou 9 não são recomendadas, em virtude das elevadas temperaturas de descarga resultantes. Nessas condições, a compressão em estágio duplo seria mais econômica. A diferença entre as pressões de descarga e de

admissão afeta a carga mecânica sobre os mancais e o virabrequim* do compressor, razão pela qual deve ser limitada. A diferença máxima varia entre 1.000 e 2.000 kPa, dependendo das características construtivas do compressor, tais como diâmetro interno do cilindro e curso do pistão. Deve se reiterar neste ponto, a importância de levar em consideração a diferença de pressões, especialmente nos casos em que as temperaturas de evaporação e condensação forem elevadas.

Exemplo 4.3

Qual deve ser a máxima diferença entre as temperaturas de saturação na descarga e na aspiração de um compressor de R-22, para o qual a diferença entre as pressões de descarga e de admissão deve ser limitada a 1.500 kPa? As seguintes temperaturas de evaporação devem ser adotadas:

a) −10° C
b) 20° C

Solução

a) À temperatura de evaporação de −10° C, a pressão de saturação é de 354,2 kPa, de modo que a pressão de descarga deve ser limitada a um máximo de 1.854,3 kPa. A temperatura de saturação correspondente a essa pressão é de 48° C, do que resulta uma diferença máxima entre temperaturas de 48 −(−10° C) = 58° C.

b) Quando a temperatura de evaporação é elevada para 20° C, o que corresponde a uma pressão de 909,6 kPa, a máxima pressão de descarga deverá ser de 2.409 kPa. A temperatura de saturação correspondente a essa pressão é de 58,8° C, com o que, a diferença entre temperaturas reduzir-se-á para 59,2 −20 = 39,2° C.

4.13 — O efeito do superaquecimento do vapor de aspiração e do sub-resfriamento do líquido

Na análise do desempenho do compressor da Tabela 4.1, realizada nos Exemplos 4.1 e 4-2, admitiu-se que o vapor que deixava o evaporador e adentrava o compressor se encontrava no estado de vapor saturado, assim como o líquido que deixava o condensador e entrava no dispositivo de expansão era saturado. Essas hipóteses eram razoáveis em face das condições para as quais foram levantados os dados da Tabela 4.1, correspondendo àquelas admitidas. Entretanto, os catálogos de fabricantes apresentam dados de desempenho obtidos sob condições que envolvem um certo superaquecimento do vapor na entrada do compressor e líquido sub-resfriado na entrada do dispositivo de expansão.

O Instituto de Refrigeração e Ar Condicionado dos Estados Unidos da América (ARI) publica normas para o levantamento das características de desempenho de compressores de compostos halogenados[2] e de amônia[3]. Quanto às características de desempenho, o ARI distingue entre aquelas de norma (standard) e as de aplicação (application). As

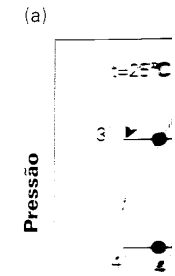
* *Um nome mais elegante seria árvore de manivelas.*

primeiras, p
compressores de
gás de aspiração
densador deve a
desempenho do
exige que todas a
especificadas E
apresentados no
condições reais
líquido, diferente

Exemplo

Solução

Figura 4.12 — a
b) com sub



primeiras, por exemplo, especificam que as características de desempenho de compressores de halogenados para baixas temperaturas devem ser levantadas com o gás de aspiração à temperatura de 18,3° C, ao passo que o líquido que deixa o condensador deve apresentar 3,8° C de sub-resfriamento. No caso das características de desempenho do tipo aplicação, mais importantes para o projetista e o usuário, a norma exige que todas as condições nas quais estão baseadas as tabelas sejam completamente especificadas. Entretanto, o problema permanece no sentido de que os valores apresentados no catálogo devem ser adequadamente corrigidos para levar em conta condições reais ou antecipadas de superaquecimento do vapor ou sub-resfriamento do líquido, diferentes daquelas para as quais as tabelas foram levantadas.

Exemplo 4.5

O catálogo de um fabricante especifica que o desempenho de um compressor de amônia foi levantado para condições de líquido saturado na saída do condensador e de vapor saturado na aspiração do compressor. Para temperaturas de evaporação e de condensação de −10° C e 30° C, respectivamente, qual deve ser a variação percentual da capacidade de refrigeração e da potência em relação aos valores de catálogo se:

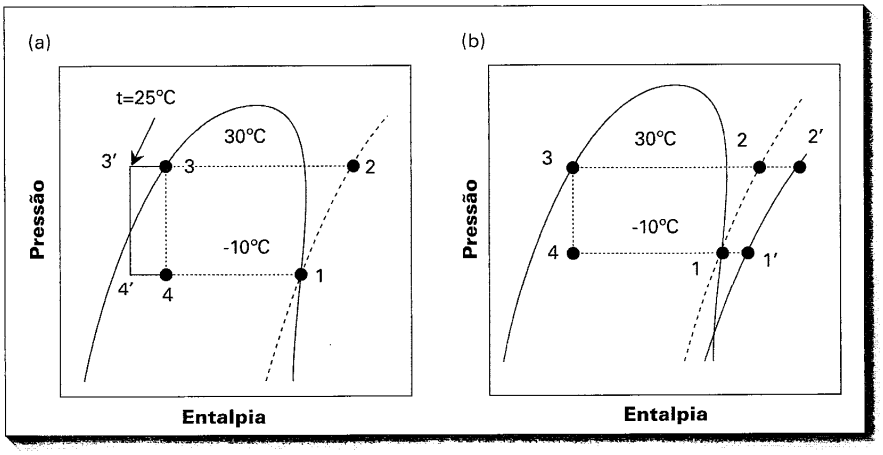
a) o refrigerante deixa o condensador 5° C sub-resfriado;

b) o vapor que deixa o evaporador e entra no compressor apresenta 10° C de superaquecimento.

Solução

a) Os diagramas p-h da Fig. 4.12 ilustram o ciclo em que se baseiam os dados de catálogo, representado pelo processo 1-2-3-4. Quando o líquido deixa o condensador com 5° C de sub-resfriamento, o seu

Figura 4.12 — a) ciclo com sub-resfriamento de líquido; b) com superaquecimento de vapor.



estado é representado pelo ponto 3', Fig. 4.12(a). Nessas condições, o refrigerante entra no evaporador no estado 4', não se verificando qualquer efeito sobre a potência de compressão, uma vez que o estado do vapor na entrada do compressor se manteve inalterado. A vazão de refrigerante e o trabalho de compressão, $h_2 - h_1$, permanecem constantes. O que se verifica é um incremento na capacidade de refrigeração em virtude da elevação do efeito de refrigeração. Assim, a relação entre as capa-cidades de refrigeração com e sem sub-resfriamento do líquido, pode ser, então, calculada:

$$\text{relação entre capacidades} = \frac{h_1 - h_{4'}}{h_1 - h_4} = \frac{1.450,7 - 317,7}{1.450,7 - 341,8} = 1,02$$

verificando-se uma elevação de 2% na capacidade.

b) No caso em que o vapor entra no compressor com 10° C de superaquecimento, ilustrado na Fig. 4.12b, ocorre uma redução na vazão de refrigerante circulada pelo compressor, em virtude do aumento do volume específico do vapor. Simultaneamente, verificam-se aumentos correspondentes no efeito de refrigeração e no trabalho de compressão, uma vez que esta se dá a partir de um estado afastado da região de saturação. A Tabela 4.2 compara aqueles valores para os casos sem e com superaquecimento. Verifica-se que, virtualmente, não há mudança no valor da potência de compressão, ao passo que a capacidade de refrigeração é reduzida de 2,4% quando se passa da condição sem superaquecimento para aquela em que o mesmo é de 10° C.

É interessante observar que as propriedades dos distintos refrigerantes podem influir no efeito relativo do sub-resfriamento do líquido e do superaquecimento do vapor. A Tabela 4.3 ilustra o procedimento sugerido por um fabricante de compressores para levar em conta o efeito dos refrigerantes[4].

Tabela 4.2 — Influência do superaquecimento no Exemplo 4.5. As relações se referem à condição sem superaquecimento.

	sem superaquecimento	com superaquecimento
volume específico	0,4175 m^3/kg	0,4375m^3/kg
Efeito de refrigeração	1.108,4 kJ/kg	1.133,6 kJ/kg
Trabalho de compressão	198,7 kJ/kg	208,1 kJ/kg
Relação entre capacidades de refrigeração	1,0	0,976
Relação entre potências de compressão	1,0	0,999

Tabela 4.3 — Correções sugeridas para levar em consideração o efeito do sub-resfriamento do líquido e o superaquecimento do vapor.

Refrigerante	Aumento na capacidade para cada 5°C de sub-resfriamento do líquido	Aumento na capacidade para cada 10°C de superaquecimento do vapor
Amônia	2,2%	−1,2%
R-12	4,5%	1,0%
R-22	0,0%	0,0%
R-502	6,0%	2,0%

A potência de compressão permanece inalterada.

4.14 — Temperaturas de descarga e cabeçotes resfriados a água

Na Fig. 3.8 foram apresentados gráficos das temperaturas de descarga da compressão isoentrópica da amônia e do R-22 em função da temperatura de evaporação, para uma temperatura de condensação de 30° C. Caso não fosse transferido calor para o meio, as temperaturas de descarga resultantes do processo de compressão real para as mesmas condições seriam superiores às indicadas naquela figura, como resultado da ineficiência do compressor. A cessão de calor para o meio é inevitável, como resultado da maior temperatura do cabeçote e do cilindro. Esse calor poderia ser transferido por convecção natural, como ocorre freqüentemente, mas, no caso da amônia, um resfriamento mais efetivo deve ser proporcionado. Assim, como regra geral, os compressores de amônia são equipados com cabeçotes resfriados a água, permitindo que as válvulas operem a menores temperaturas, o que prolonga sua vida útil, além de evitar a decomposição do óleo de lubrificação pela exposição a altas temperaturas. Mesmo compressores de R-22 são eventualmente equipados com cabeçotes resfriados a água*. Como subsídio para a definição do resfriamento forçado do cabeçote do compressor, os fabricantes recomendam limitar a temperatura de descarga a um máximo de 135° C. Nessas condições, o projetista da instalação frigorífica, bem como o instalador, devem prever a disponibilidade de água para resfriamento do compressor. Caso a instalação disponha de um sistema de controle, a temperatura de saída da água deve ser ajustada para 45° C. Um dado de projeto conservador seria adotar uma vazão de água da ordem de 0,1 kg/s para cada 150 kW de capacidade frigorífica. Neste caso, admitindo um incremento na temperatura da água de 15° C, a amônia deixaria o compressor a uma temperatura da ordem de 16° C inferior àquela em que não houvesse resfriamento do cabeçote.

4.15 — Lubrificação e resfriamento do óleo

Embora a maioria das unidades de pequeno porte apresente lubrificação por salpico, proporcionando resultados adequados, na refrigeração industrial, a lubrificação é do tipo forçado, com o óleo sendo levado às distintas partes móveis do compressor por uma bomba de deslocamento volumétrico. Essa bomba retira o óleo do cárter, circulando-o pelos mancais, paredes dos cilindros e, em certos casos, para o selo de vedação do eixo. Algumas bombas não são reversíveis, razão pela qual o compressor deve girar em um determinado sentido.

* *Em determinadas instalações de refrigeração comercial, faz-se o resfriamento do cabeçote por circulação forçada do ar.*

O sistema de lubrificação pode envolver alguns equipamentos ou dispositivos auxiliares, tais como o sistema de refrigeração do óleo, o aquecedor do cárter e o controle de segurança. O sistema de refrigeração do óleo de lubrificação, usado preferencialmente em sistemas de grande porte, consiste, essencialmente, de um trocador de calor resfriado a água. Como regra geral, adota-se uma vazão de água da ordem de 10 l/min, com temperatura de saída de, aproximadamente, 45° C. O fabricante deve fornecer um trocador de calor de tamanho adequado, de modo que as condições especificadas para a água sejam suficientes para manter as temperaturas do óleo em níveis satisfatórios. Quanto aos aquecedores do cárter, o seu papel é o de manter o óleo a temperaturas suficientemente elevadas durante os períodos de parada do compressor para evitar, com isso, a dissolução do refrigerante, particularmente do tipo halogenado. A dissolução do refrigerante no óleo do cárter provoca a sua evaporação quando da partida do compressor, promovendo uma intensa formação de espuma e possível remoção do óleo do cárter.

O controle de segurança associado à lubrificação consiste em parar o compressor quando a temperatura do óleo se eleva acima de um nível pré estabelecido ou sua pressão atinge valores perigosamente baixos. Em geral, este último controle se faz por intermédio da diferença de pressões através da bomba, que deve situar-se acima de 100 kPa. A parada do compressor não se dá imediatamente após atingido o limite inferior da diferença de pressões, permitindo um intervalo de tempo, 90s, por exemplo, para uma eventual recuperação da pressão por parte da bomba. Durante os períodos de partida do compressor, esse intervalo de tempo pode permitir a recuperação da pressão através da bomba.

4.16 — Controle da capacidade

Pode se dizer que praticamente a totalidade das instalações frigoríficas está sujeita a um regime de carga variável. Se uma instalação operasse, permanentemente, a plena carga, em períodos de pequena exigência frigorífica, a temperatura de evaporação diminuiria até que a capacidade da instalação satisfizesse a demanda. Entretanto, baixas temperaturas de evaporação podem não ser admissíveis em determinadas aplicações, uma vez que o produto refrigerado ficaria sujeito a efeitos indesejáveis. Em instalações de pequeno porte, o problema é resolvido de maneira simples, através de ciclos liga desliga do compressor, de modo que a capacidade média da instalação seja igual à carga média. Em instalações frigoríficas industriais, o mesmo procedimento é freqüentemente adotado. O problema é que, em muitos casos, seria desejável um controle de até 25% da capacidade máxima da instalação. Essa exigência pode ser facilmente satisfeita através do controle da rotação do motor de acionamento do compressor. Embora tal procedimento seja caro e não muito confiável, progressos tem sido feitos nos últimos anos, permitindo vislumbrar uma aplicação generalizada do mesmo em futuro próximo. No momento, o procedimento dominante no controle da capacidade de compressores alternativos ainda é o da desativação de cilindros, geralmente obtida mantendo-se aberta a válvula de aspiração. Assim, durante o estágio de admissão, o pistão promove a entrada de gás no cilindro. Durante o estágio de compressão, o pistão devolve o gás admitido para a linha de aspiração, uma vez que a válvula de admissão permanece aberta. Esse posicionamento permanente da válvula pode ser obtido através de pinos de bloqueio, atuados por óleo a alta pressão ou pelo gás de descarga do compressor, cuja passagem é controlada por uma válvula de solenóide. Os parâmetros de controle da capacidade geralmente adotados são: a pressão de aspiração ou a temperatura de saída do meio refrigerado no evaporador.

dispositivos
barrer e o controle
preferencialmente
de calor resfriado
de 10 l/min, com
deve fornecer um
especificadas para
veis satisfatórios.
a temperaturas sufi-
ar para evitar, com
A dissolução do
ma do compressor,
ed do cárter.

parar o compressor
ai ou sua pressão
é feito por intermédio
ma de 100 kPa. A
mite inferior da
exemplo, para uma
períodos de partida
da pressão através

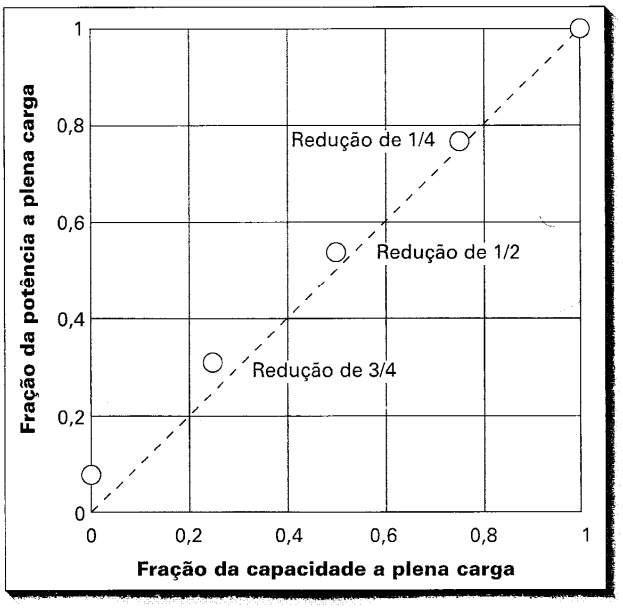


Figura 4.13 — Relação potência-capacidade típica de catálogos, para uma compressão em regime de carga parcial.

ática está sujeita a
ente, a plena
ura de evaporação
. Entretanto, baixas
madas aplicações,
ves. Em instalações
riáveis de ciclos liga
ja seja igual à carga
ia é freqüentemente
mínimo de até 25%
ida satisfeita através
Embora tal procedi-
os últimos anos,
futuro próximo. No
de compressores
mantendo-se aberta
promove a entrada
e o gás admitido
manece aberta. Esse
ipos de bloqueio,
ssão cuja passagem
ável da capacidade
ula de saída do meio

A eficiência do compressor em condições de carga parcial, enquanto opera com cilindros desativados, é um aspecto muito importante, uma vez que a maioria das instalações frigoríficas opera naquela condição a maior parte do tempo. Fabricantes sugerem curvas potência-capacidade típicas para operação com cilindros desativados, um exemplo das quais é apresentado na Fig. 4.13, podendo ser aplicado a um compressor de 8 cilindros, com desativação de 2, 4 e 6 dos mesmos. Operação a 60% de capacidade, por exemplo, exigiria que o número de cilindros desativados oscilasse entre o correspondente a 3/4 (plena carga) e 1/2 (plena carga). A condição de plena carga corresponde à operação de todos os cilindros. Entretanto, a potência de compressão é algo superior àquela resultante da relação linear. Publicações a respeito do desempenho de compressores em condições de carga parcial são escassas. Os resultados ilustrados na Fig. 4.14[5], indicam uma redução na eficiência do compressor para condições de carga parcial, em relação aos resultados mostrados na Fig. 4.13. Os resultados da Fig. 4.14 parecem razoáveis, uma vez que seria de esperar que a potência necessária para vencer o atrito de um pistão operando em vazio seja significativa. As condições exteriores, com base nas quais as Figs. 4.13 e 4.14 foram levantadas, exercem uma significativa influência. Assim, se o desempenho em carga parcial tomasse como base pressões de evaporação e condensação fixas, seria de esperar que a potência de compressão em carga parcial fosse significativamente superior àquela resultante da relação linear, mostrada nas figuras por linha tracejada. Entretanto, a maioria das informações contidas nos catálogos, concernentes à operação em carga parcial, toma por base temperatura de entrada e vazão da água de condensação constantes, além de condições semelhantes para o ar ou a água que são resfriados no evaporador. Nessas condições, quando cilindros são desativados, a temperatura de condensação diminui,

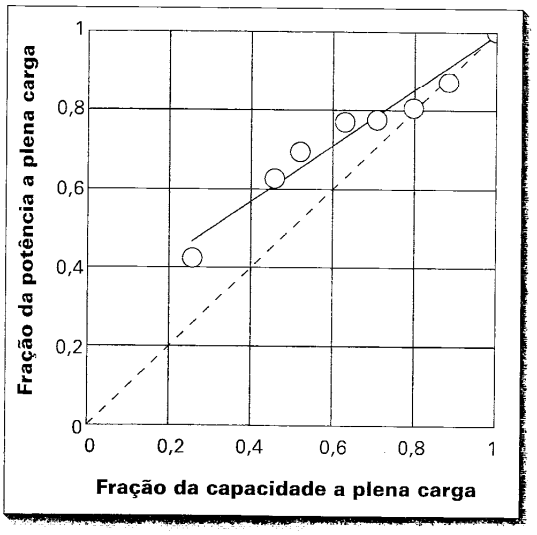


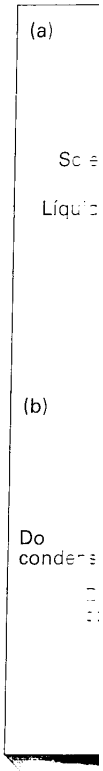
Figura 4.14 — Relação capacidade-potência de um resfriador de água ("water chiller") de 70 kW durante condições de carga parcial.

ao passo que a de evaporação se eleva, como resultado da redução na taxa de transferência de calor naqueles trocadores. Essa condição favorável explica a compensação da ineficiência resultante da desativação de cilindros.

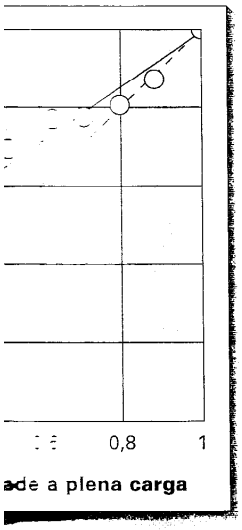
4.17 — Compressores com múltiplas funções

Diversos fabricantes oferecem compressores de corpo único, compostos de múltiplos cilindros, parte dos quais opera como estágio de baixa pressão e os restantes como estágio de alta pressão. Assim, por exemplo, em um compressor de seis cilindros, quatro constituiriam o estágio de baixa, ao passo que os dois restantes comporiam o compressor de alta pressão. Uma função adicional conferida a alguns compressores é a de reduzir a temperatura do gás superaquecido proveniente do estágio de baixa pressão através da injeção de líquido, como ilustrado na Fig. 4.15a. Uma segunda opção seria a de propiciar o resfriamento do líquido de alta pressão ao mesmo tempo em que se resfria o gás superaquecido do estágio de baixa[6], como se ilustra na Fig. 4.15b. No caso da Fig. 4.15a, refrigerante líquido à pressão de condensação é expandido na corrente de vapor superaquecido do estágio de baixa pressão. A vazão do líquido expandido é controlada por uma válvula de expansão acionada pelo superaquecimento no local de instalação do bulbo sensor. Uma válvula de solenóide na linha de líquido interrompe a circulação durante as paradas do compressor. No resfriador de gás e líquido da Fig. 4.15b, o conjunto consiste de dois vasos: o interior e o exterior. Líquido do condensador ou do tanque de líquido passa pelos tubos contidos no vaso interior, dirigindo-se, a seguir, para os evaporadores. Esse líquido é resfriado pela evaporação de refrigerante à pressão intermediária exterior aos tubos, no vaso interior. Parte desse líquido evaporado é utilizado no resfriamento, por mistura, do vapor superaquecido do estágio de baixa pressão. Como no caso da Fig. 4.15a, uma válvula de expansão controla a vazão de refrigerante utilizado no resfriamento do líquido e do gás superaquecido do estágio de

Figura 4.15 —
e do gás supera
compressores



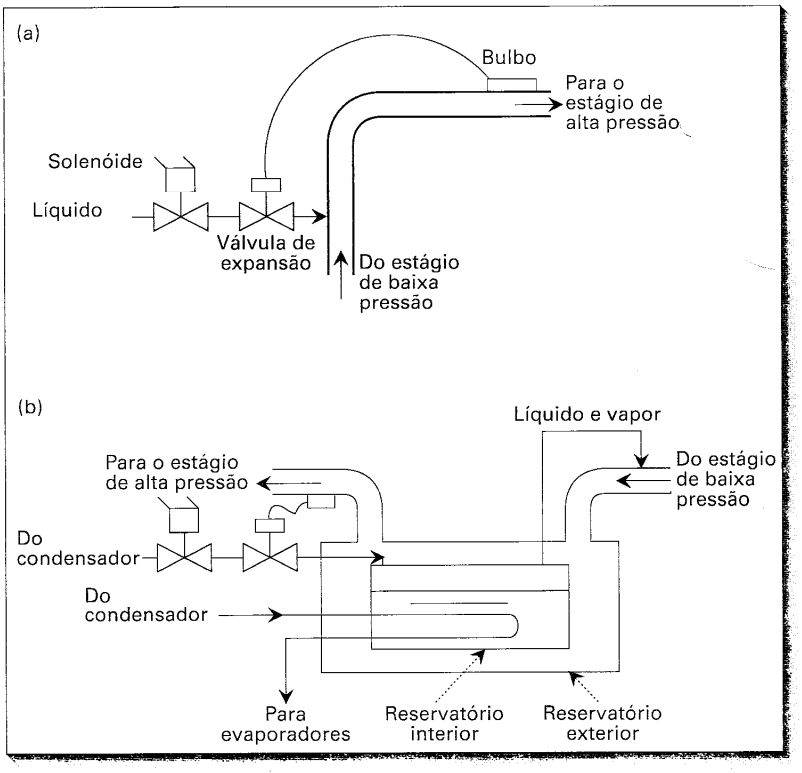
baixa. O sistema
flash/resfriador
dos estágios de
intermediária.
equipado com
para o compres
em termos de
simultaneamente



na taxa de trans-
a compensação

compostos de múlti-
restantes como
cilindros, quatro
riam o compres-
res é a de reduzir
pressão através da
seria a de propiciar
se resfria o gás
caso da Fig. 4.15a,
corrente de vapor
dido é controlada
local de instalação
mpe a circulação
4.15b, o conjunto
ou do tanque de
a seguir, para os
rante à pressão
uido evaporado é
estágio de baixa
ntrola a vazão de
cido do estágio de

Figura 4.15 — a) Resfriamento intermediário; b) resfriador de líquido e do gás superaquecido proveniente do estágio de baixa pressão em compressores de funções múltiplas.



baixa. O sistema da Fig. 4.15b atende à mesma função do sistema de remoção do gás de flash/resfriador intermediário da Fig. 3.9. Como a relação entre taxas de deslocamento dos estágios de alta e baixa pressão é constante, não é possível controlar a pressão intermediária. Por outro lado, o compressor com múltiplas funções pode, ainda, ser equipado com dispositivos de controle de capacidade por desativação de cilindros. Assim, para o compressor de 6 cilindros anteriormente referido, a possibilidade que se oferece em termos de controle da capacidade é a de desativar dois cilindros do estágio de baixa simultaneamente com um no estágio de alta pressão.

4.18 — O mercado dos compressores alternativos

O compressor alternativo tem sido, ao longo dos anos, o cavalo de batalha da refrigeração industrial. Na atualidade, enfrenta o desafio do compressor rotativo parafuso. Entretanto, o compressor alternativo ainda domina absoluto a faixa de capacidades inferiores a 300 kW, para a qual apresenta maior eficiência que o parafuso. Acima daquela faixa, o tamanho do compressor alternativo constitui uma desvantagem. O compressor alternativo também pode ser utilizado com vantagem quando o controle de capacidade se faz necessário, através do procedimento de desativação de cilindros. Outra vantagem do compressor alternativo em relação ao parafuso é a possibilidade de manutenção no campo de, praticamente, qualquer item construtivo.

A tendência que se verifica nos dias de hoje é o domínio absoluto do compressor alternativo na faixa de baixas capacidades, como foi observado anteriormente. Mesmo em instalações de grande porte, onde se utiliza o compressor parafuso, o alternativo pode encontrar aplicação como compressor de apoio, em condições de picos de carga.

REFERÊNCIAS

1. "Air Conditioning and Refrigerating Data Book, Design 1957-1958," American Society of Refrigerating Engineers, NY, 10ª Edição.
2. Norma ARI 520-78, 1978, "Standard for Positive Displacement Refrigerant Compressors, Compressor Units and Condensing Units,", Air Conditioning and Refrigeration Institute, Arlington, VA.
3. Norma ARI 510-73, 1973, "Standard for Ammonia Compressors and Compressor Units" Air Conditioning and Refrigeration Institute, Arlington, VA.
4. "Reciprocating Compressor Catalog," Sabroe Compressor Division, Aarhus, Dinamarca.
5. Leverenz, D. J. e Bergan, N. E., 1983, "Development and Validation of a Reciprocating Chiller Model for Hourly Energy Analysis Programs," ASHRAE Transactions, Vol. 89, parte 1A, pp 156-175.
6. "Reciprocating Compressor Catalog," Vilter Manufacturing Corporation, Milwaukee, WI, USA.

CAPÍTULO

5.1 — Tipos de c

Os tipos princip... s
usado na indús... i
um mercado com... a
alternativo e cent... fi
é relativamente ... ec
penetração, será ... es
vimento data da ... de
frigoríficas, nas ... ela

No presente ... ap
seu desempenho ... i
alternativo, destac... ar
móveis. Por outro ... la
parcial. No capítu... o
operação em carga ... a
introdução ao comp... r

5.2 — Princípio d

Na Fig. 5.1 são mos... s
rotativos. Em ambos ... s
denominado de rotor ... r
o motor de acionamento ... o
de tal modo que ... o
do rotor macho e ... o.

A Fig. 5.2 mostra ... o
entra pela parte sup... r
refrigerante já pene... o

CAPÍTULO 5 COMPRESSORES PARAFUSO

5.1 — Tipos de compressores rotativos parafuso

Os tipos principais são os de parafuso duplo e simples. O primeiro tem sido largamente usado na indústria de refrigeração nas últimas décadas, encontrando, na atualidade, um mercado comparável ao dos seus mais diretos competidores: os compressores alternativo e centrífugo. Quanto ao segundo tipo, descrito na seção 5-12, sua aplicação é relativamente recente. Como o compressor parafuso duplo é aquele de maior penetração, será designado simplesmente por compressor parafuso. O seu desenvolvimento data da década de 30, tendo se popularizado na Europa, para aplicações frigoríficas, nas décadas de 50 e 60.

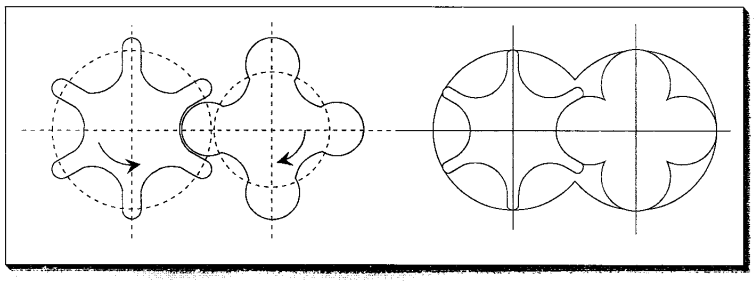
No presente capítulo será feita uma descrição do mesmo, além de uma análise de seu desempenho. O compressor parafuso apresenta algumas vantagens sobre o alternativo, destacando-se entre elas, o tamanho menor e o número inferior de partes móveis. Por outro lado, caracteriza-se por menor eficiência em condições de carga parcial. No capítulo serão, ainda, abordados temas como controle de capacidade, operação em carga parcial e equipamentos auxiliares, sendo concluído com uma introdução ao compressor parafuso simples.

5.2 — Princípio de funcionamento

Na Fig. 5.1 são ilustradas as seções transversais de dois tipos distintos de elementos rotativos. Em ambos, o rotor macho apresenta quatro lóbulos, ao passo que o oposto, denominado de rotor fêmea, apresenta seis gargantas (reentrâncias). Como regra geral, o motor de acionamento atua sobre o rotor macho. Alguns compressores são construídos de tal modo que o motor atua diretamente sobre o rotor fêmea e neste caso, a rotação do rotor macho é 50% superior à do caso anterior.

A Fig. 5.2 ilustra o princípio de funcionamento do compressor parafuso. O gás entra pela parte superior e deixa o compressor pela parte inferior. Na Fig. 5.2a, o refrigerante já penetrou os espaços vazios entre dois lóbulos adjacentes. À medida que

Figura 5.1 — Seções transversais de compressores parafuso.



os rotores giram, o gás deixa a região de entrada, começando a ser comprimido pelo encaixe do lóbulo do rotor macho na reentrância do rotor fêmea (Fig. 5.2b). A etapa final do processo de compressão ocorre quando o gás atinge a região de saída, quando, então, é descarregado (Fig. 5.2c).

Vistas em corte de compressores parafuso aberto e semi-hermético são apresentadas nas Figs. 5.3 (a) e (b). Os primeiros compressores apresentavam rotores que se engrenavam a alta rotação para evitar vazamentos de refrigerante. Os modernos são selados com óleo. O circuito de óleo de um compressor parafuso é ilustrado esquematicamente na Fig. 5.4. O óleo que deixa o compressor, arrastado pelo gás, deve ser separado a fim de evitar que se acumule em outras partes do circuito frigorífico, razão pela qual a mistura refrigerante-óleo deve passar inicialmente por um separador de óleo. Como resultado da troca de calor com o refrigerante aquecido no processo de compressão, o óleo se aquece, devendo ser resfriado em um trocador de calor antes de ser enviado de volta ao compressor, como ilustrado na Fig. 5.4.

Figura 5.2 — a) O gás penetra no espaço entre lóbulos; b) o gás já ultrapassou a região de entrada e começa a ser comprimido; c) descarga do gás na região de saída.

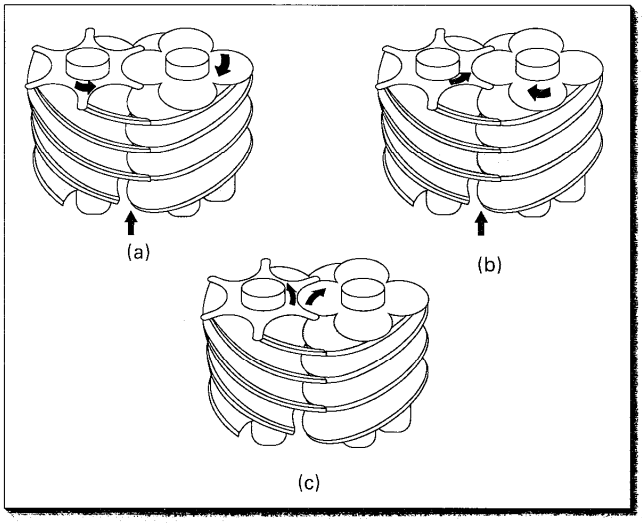


Figura 5.3

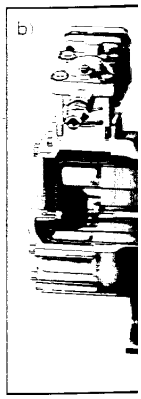
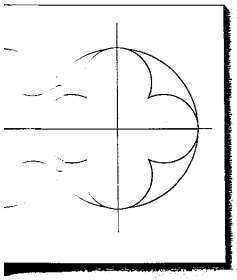
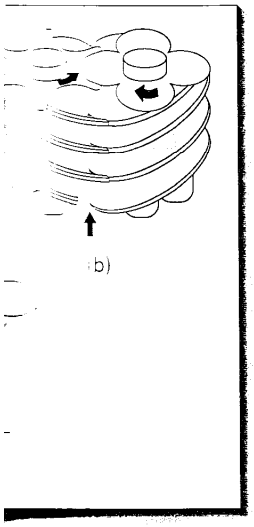


Figura 5.4



a ser comprimido pelo
mea (Fig. 5.2b). A etapa
região de saída, quando,

são apresentadas
rotores que se
Os modernos são
ilustrado esquema-
pelo gás, deve ser
frigorífico, razão
um separador de
no processo de
de calor antes de



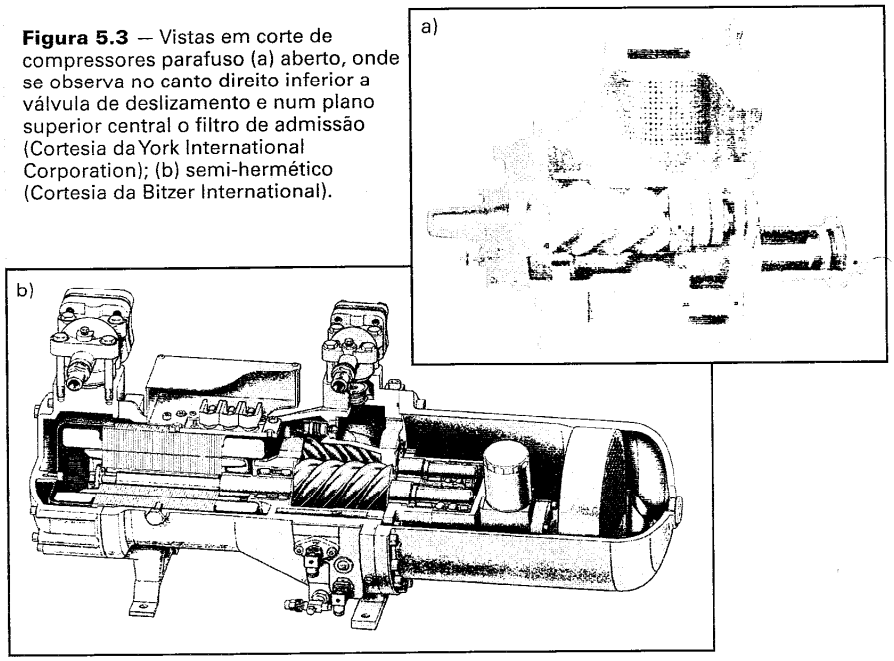


Figura 5.3 — Vistas em corte de compressores parafuso (a) aberto, onde se observa no canto direito inferior a válvula de deslizamento e num plano superior central o filtro de admissão (Cortesia da York International Corporation); (b) semi-hermético (Cortesia da Bitzer International).

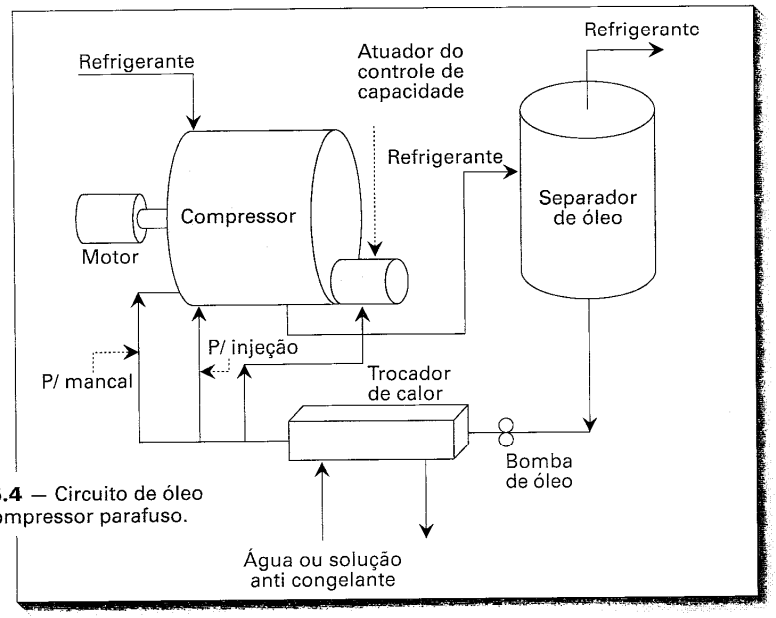
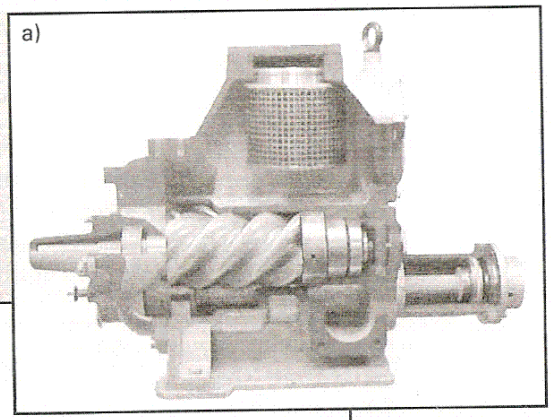


Figura 5.4 — Circuito de óleo de um compressor parafuso.



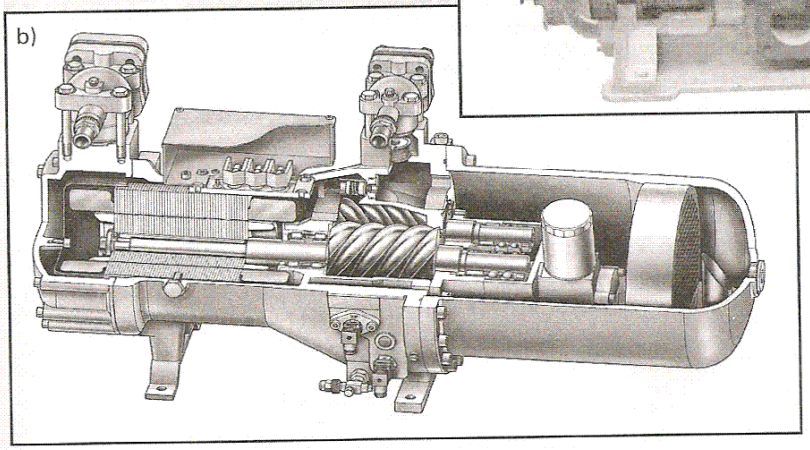


Figura 5.3 — Vistas em corte de compressores parafuso (a) aberto, onde se observa no canto direito inferior a válvula de deslizamento e num plano superior central o filtro de admissão (Cortesia da York International Corporation); (b) semi-hermético (Cortesia da Bitzer International).

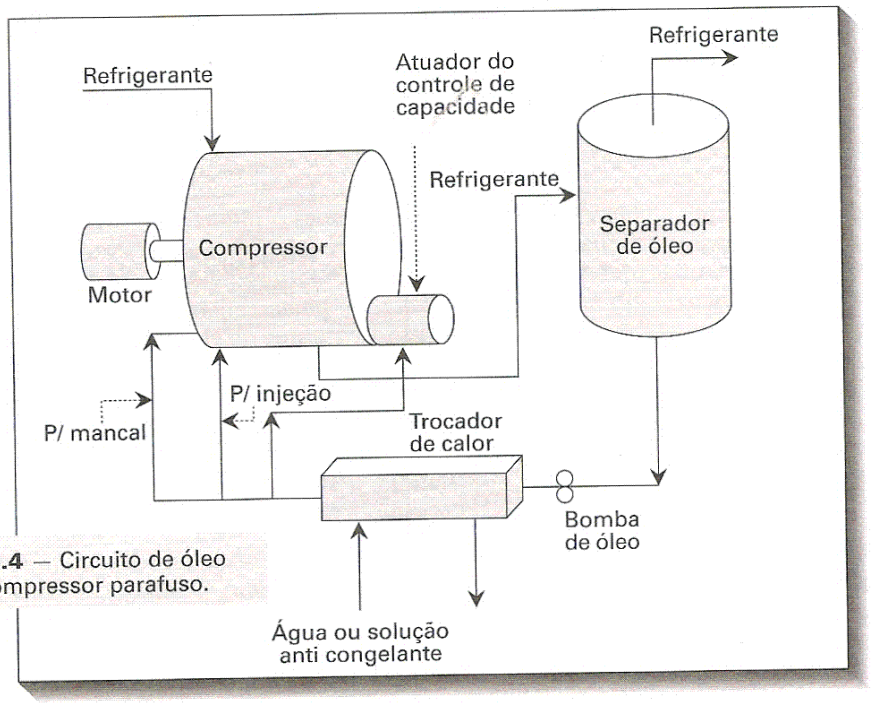


Figura 5.4 — Circuito de óleo de um compressor parafuso.

5.3 — Desempenho de um compressor parafuso

Na análise que segue, será considerado um compressor básico, de rotação constante e sem controle de capacidade, tema que será abordado na seção 5-6. Um parâmetro fundamental do compressor parafuso é a relação entre volumes, definida como:

$$\frac{\text{(volume na cavidade quando a abertura de entrada se fecha)}}{\text{(volume na cavidade quando a abertura de descarga é descoberta)}}$$

Tabela 5.1 — Relação entre pressões para compressão isoentrópica de distintos refrigerantes.

Relação entre volumes	Amônia	R-22
2,6	3,5	3,1
3,6	5,3	4,4
5,0	8,0	6,4

Na indústria são adotadas relações entre volumes variando entre 2,0 e 5,5, dependendo do projeto. A relação entre pressões depende diretamente daquela entre volumes, como pode ser verificado assumindo a compressão isoentrópica. Valores da relação

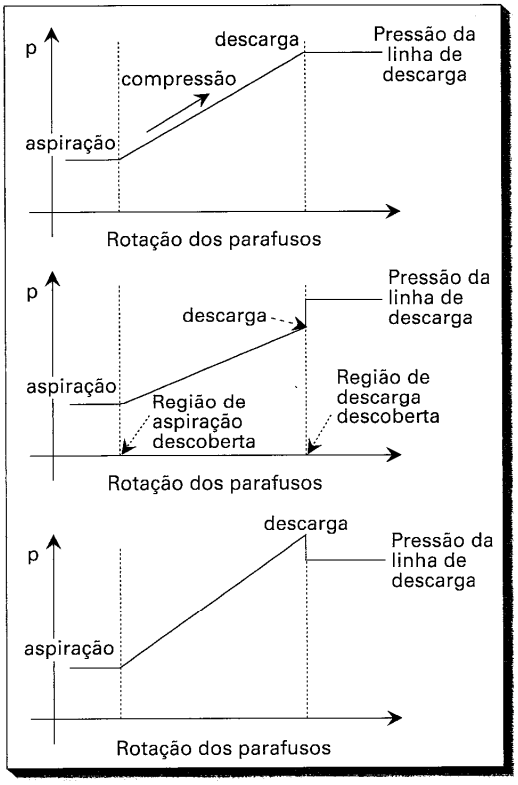
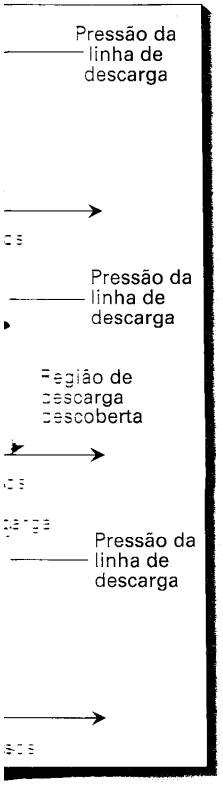


Figura 5.5 — Pressões durante a aspiração, a compressão e a descarga para as seguintes condições envolvendo a pressão no interior do compressor e na região de saída: a) iguais; b) pressão superior na região de saída; c) pressão inferior na região de saída.

entre pressões para distintos refrigerantes podem ser encontrados na Tabela 5.1 em função da relação entre volumes.

Se a relação entre pressões de operação do compressor é igual àquela associada à relação entre volumes, como indicado na Tabela 5.1, a abertura de descarga deverá ser descoberta no exato instante em que a pressão do gás se iguala à pressão na região de descarga. O refrigerante será, então, expelido pela simples rotação dos rotores. Essa condição é ilustrada na Fig. 5.5a, na qual se mostra a variação da pressão na cavidade entre os rotores à medida que a rotação progride. É evidente que a situação descrita acima raramente deve ocorrer, de modo que uma análise de situações mais realistas se faz necessária. Assim, a Fig. 5.5b ilustra uma condição em que o refrigerante não atinge a pressão da região de descarga durante o processo de compressão. Nesse caso, assim que a abertura de descarga é descoberta, dá-se um fluxo instantâneo de gás da região de descarga para o espaço de engrenamento, elevando a pressão no seu interior. Posteriormente, a rotação dos rotores expele a mistura de refrigerante (aquele da região de descarga que penetra no compressor e aquele sendo comprimido). A Fig. 5.5c ilustra a outra condição que pode se apresentar. Neste caso, quando a região de descarga é descoberta, a pressão na câmara de engrenamento é superior, o que promove sua rápida descompressão pelo escoamento do gás para fora.



5.4 — Eficiência de compressão adiabática

A eficiência de compressão adiabática foi definida na Eq. (4.9) como:

$$\eta_a \frac{\text{trabalho de compressão isoentrópico, kJ/kg}}{\text{trabalho de compressão real, kJ/kg}} \times 100$$

Em compressores alternativos, a eficiência de compressão é significativamente afetada pela temperatura de evaporação, como ilustrado na Fig. 4.11. Nos compressores parafuso, a eficiência depende da relação entre volumes do compressor e da relação entre pressões de operação, como pode ser observado na Fig. 5.6, para um compressor de amônia. Verifica-se que a curva da eficiência atinge um valor máximo para uma certa relação entre as pressões de descarga e de aspiração, que, por sua vez, depende da relação entre volumes do compressor, como pode ser observado na Fig. 5.6. A seguir, o princípio de operação do compressor parafuso será utilizado na interpretação das tendências ilustradas naquela figura. O primeiro aspecto a ser abordado é a ocorrência do valor máximo nas curvas de eficiência. Pode se afirmar que a situação ideal ocorreria quando a pressão na cavidade do compressor fosse elevada até o exato valor correspondente à pressão na região de descarga. Na Tabela 5.1, foram apresentadas as relações entre pressões correspondentes a distintas relações entre volumes para compressores de amônia e R-22. Verifica-se que as relações entre pressões são superiores às suas correspondentes entre volumes. Além disso, na Fig. 5.6 pode ser notado que as relações entre pressões ótimas não correspondem àquelas que aparecem na Tabela 5.1, sendo algo superiores. Duas são as razões que explicam tal discordância:

1) a compressão não é adiabática, como foi admitido na elaboração da Tabela 5.1. Na realidade, alguma troca de calor pode ocorrer durante o processo de compressão;

2) pode ocorrer alguma fuga de refrigerante durante o processo de compressão, impedindo a obtenção da relação ideal entre pressões.

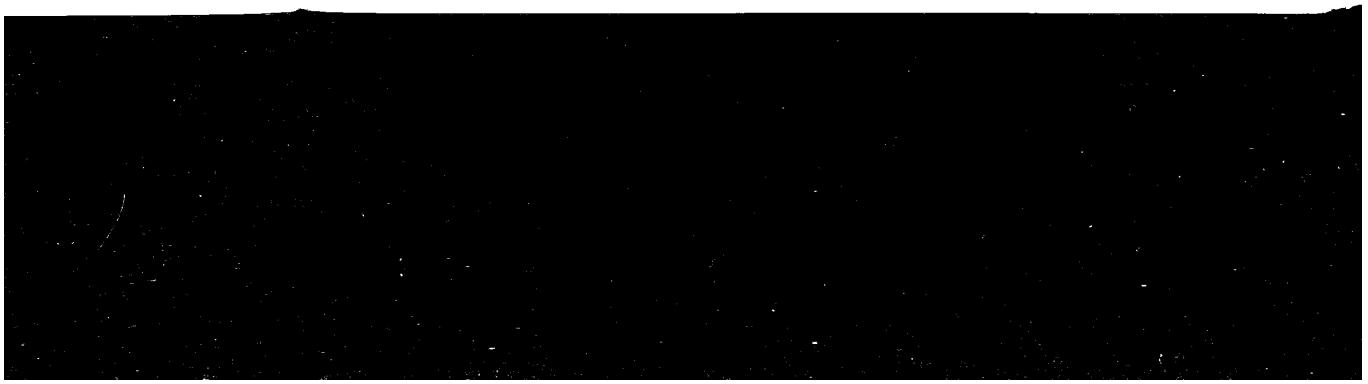
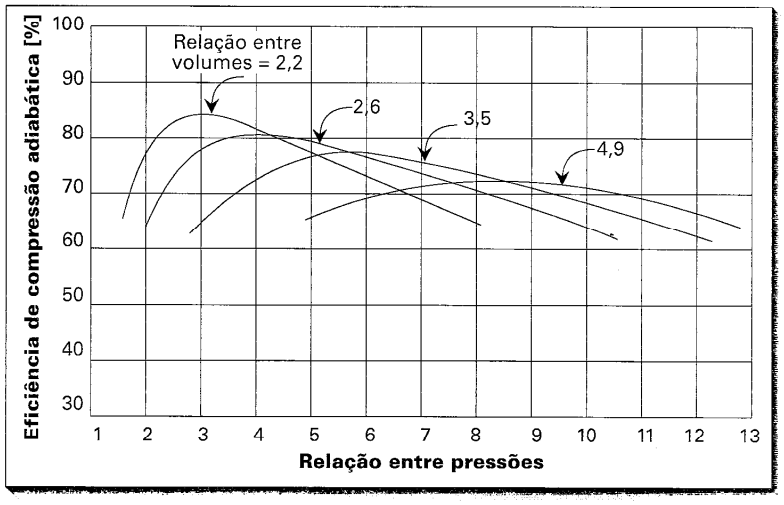


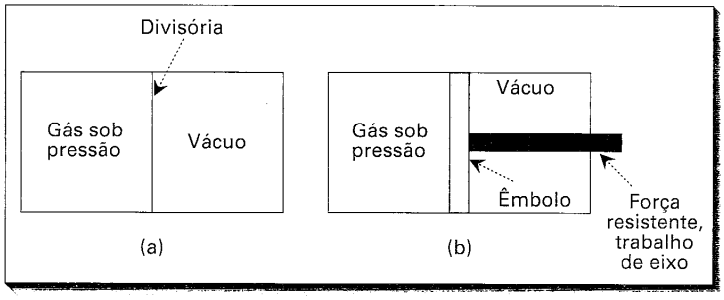
Figura 5.6 — Eficiência da compressão adiabática de compressores parafuso.



Outro aspecto é o que diz respeito à redução na eficiência, resultante da compressão até pressões inferiores ou superiores àquela na região de saída. A explicação pode ser encontrada nos conceitos de expansão resistida ou não resistida, apresentados em textos de Termodinâmica Clássica.

A Fig. 5.7 ilustra a diferença entre as duas expansões. Um gás a uma dada pressão é confinado em um lado de um recipiente, fazendo-se vácuo no outro. Se a divisória for removida, o gás se expandirá, ocupando todo o volume e, quando o equilíbrio for restabelecido, sua pressão será inferior àquela do início. Por outro lado, se a força que mantém o êmbolo na sua posição, no caso da Fig. 5.7b, for reduzida, o êmbolo se deslocará sob a ação da pressão do gás. Continuando o processo até que o êmbolo atinja a superfície à direita do recipiente, a pressão do gás será do mesmo modo reduzida, mas em um processo mais "eficiente", uma vez que houve realização de trabalho. A questão agora é relacionar os dois processos acima descritos ao problema da eficiência. A situação descrita na Fig. 5.5c, em que a pressão no interior da cavidade de engre-

Figura 5.7 a) expansão não resistida; b) expansão resistida.

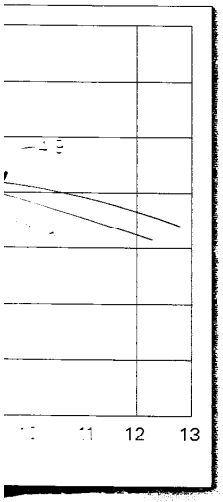


namento é superior à da região de descarga quando esta é descoberta, corresponde a um processo em que se verifica uma expansão não resistida do gás. O trabalho para comprimir o gás até um excesso de pressão em relação àquela da região de descarga é "perdido" no processo de expansão não resistida que se segue à abertura dessa região. Por outro lado, no caso da Fig. 5-5b, quando a comunicação com a região de descarga é estabelecida, verifica-se a ocorrência de uma expansão (não resistida) do gás daquela região para o interior da cavidade. No início, a expansão é significativa, mas, à medida que a pressão na câmara de engrenamento vai sendo aumentada, a intensidade da expansão vai se reduzindo. Em suma, tanto num caso como no outro, a ocorrência de uma expansão não resistida reduz a eficiência do processo. A diferença é que, no caso da Fig. 5.5c, a situação é muito pior. A análise precedente está relacionada com as tendências observadas na Fig. 5.6, no sentido em que o pico de eficiência se dá para a situação em que a pressão desenvolvida na cavidade é igual à da região de descarga quando esta é descoberta, situação que corresponde ao caso (a) da Fig. 5.5. À esquerda do pico correspondem situações em que a pressão desenvolvida na câmara de engrenamento é superior à da região de descarga, caso (c) da Fig. 5.5. À direita, estão associadas situações em que a pressão desenvolvida é inferior à da região de descarga. Verifica-se que a redução de eficiência à esquerda do pico é muito mais drástica que à direita, como resultado do maior efeito da diferença de pressões na expansão não resistida que se dá quando a pressão desenvolvida na câmara é superior à da região de saída.

5.5 — O efeito das temperaturas de evaporação e de condensação

Como observado no capítulo precedente, o conhecimento da influência das pressões de aspiração e descarga sobre a capacidade de refrigeração e a potência de compressão é fundamental para o projetista e para o operador de uma instalação frigorífica, uma vez que são raras as situações em que aquelas pressões se mantêm constantes. O efeito sobre a potência não só é importante sob o ponto de vista da análise energética do sistema, mas, como observado anteriormente, na adequada seleção do motor de acionamento do compressor, evitando-se, com isso, situações de sobrecarga do mesmo.

O efeito da temperatura de evaporação sobre a capacidade de refrigeração e a potência de compressão de um compressor alternativo ideal foi ilustrado nas Figs. 4.5 e 4.6, enquanto que o efeito da temperatura de condensação foi resumido nas Figs. 4.8 e 4.9. As tendências observadas naquelas figuras foram confirmadas pelo desempenho de um compressor real, mostrado na Tabela 4.1. Embora, no caso do compressor parafuso, o desempenho seja, em linhas gerais, semelhante ao do alternativo, algumas diferenças são dignas de nota. Assim, se por um lado boa parte das características do compressor alternativo são atribuídas a efeitos do rendimento volumétrico, volume específico e trabalho de compressão, no caso do compressor parafuso, o rendimento volumétrico não exerce um efeito tão significativo. No compressor alternativo, a queda no rendimento volumétrico está associada, principalmente, à expansão do gás residual do espaço nocivo, como ilustrado na Fig. 4.10. Tal situação não ocorre no compressor parafuso, razão pela qual o seu desempenho é menos sensível à relação entre pressões. As Figs. 5.8 e 5.9 ilustram como as temperaturas de evaporação e de condensação, respectivamente, afetam a capacidade de refrigeração e a potência de compressão de um compressor parafuso. As tendências são fundamentalmente as mesmas do compressor alternativo. Entretanto, como se constata na Tabela 5.2, algumas diferenças importantes se verificam. A maioria delas está relacionada ao reduzido efeito que o rendimento volumétrico exerce



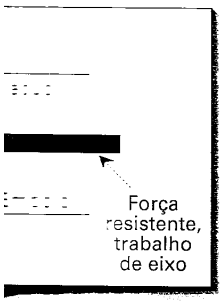


Figura 5.8 — Efeito da temperatura de evaporação sobre a capacidade de refrigeração e potência de compressão de um compressor de amônia do tipo parafuso, para uma temperatura de condensação de 30°C (Modelo S-71, Stal Refrigeration Corporation).

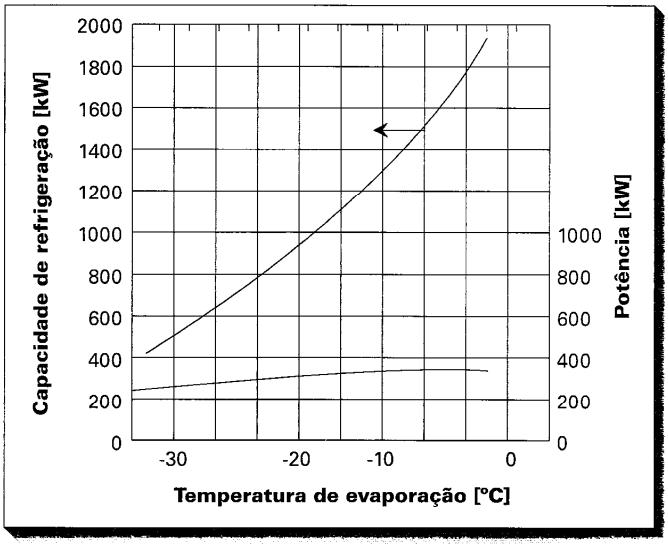
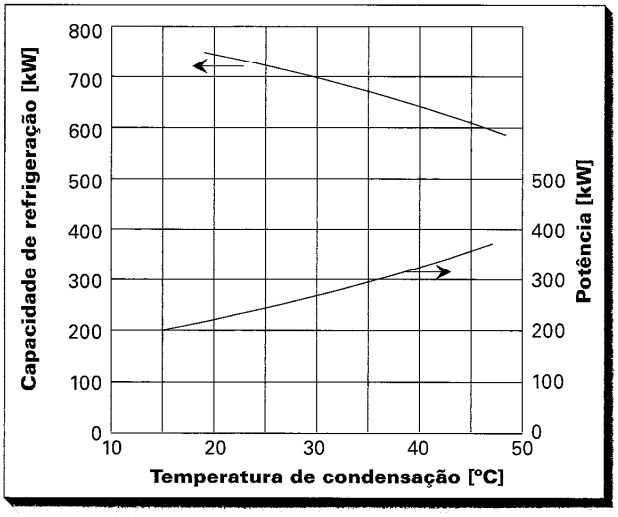


Figura 5.9 — Efeito da temperatura de condensação sobre a capacidade de refrigeração e a potência de compressão de um compressor de amônia do tipo parafuso, para uma temperatura de evaporação de –10°C (Modelo S-71, Stal Refrigeration Corporation).



sobre o compressor parafuso. A potência de compressão de um compressor parafuso é menos afetada pela pressão de aspiração que a do compressor alternativo para pequenas relações entre volumes. Por outro lado, a pressão de descarga exerce um efeito mais significativo sobre a potência de compressão do compressor parafuso, como se constata na Tabela 5.2.

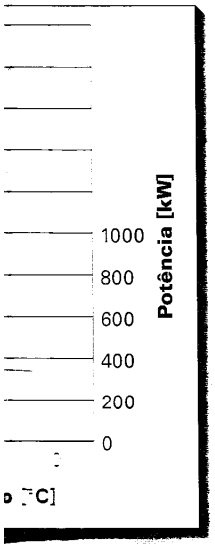
Tabela 5.2 —

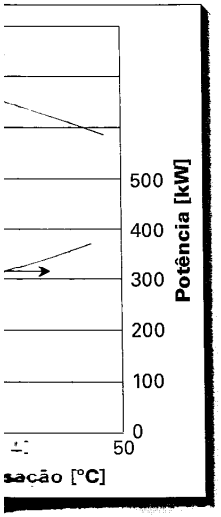
5.6 — Controle

Uma possibilidade
sobre a rotação do
com segurança e
da "válvula de
compressores para
zamento é
plena capacidade
a cargas parciais

Figura 5.10 —
deslizamento para
controle da capaci
um compressor
Sua posição a
rotores; b) a p
c) a carga par

...ce de refrigeração
...rafuso para uma
...r Corporation).





...mpressor parafuso é
...ativo para pequenas
...erece um efeito mais
...como se constata

Tabela 5.2 — Tabela comparativa dos efeitos das temperaturas de evaporação e de condensação sobre compressores alternativos e parafuso. (Dados da Tabela 4.1 e Figuras 5.8 e 5.9).

Variação	Compressor	Efeito
Aumento da temperatura de evaporação de –25°C a 0°C	Parafuso	Aumento da capacidade de um fator 2,86
	Alternativo	Aumento da capacidade de um fator 3,85
	Parafuso	Aumento da potência de um fator 1,18
	Alternativo	Aumento da potência de um fator 1,44
Aumento da temperatura de condensação de 15°C a 40°C	Parafuso	Diminuição da capacidade de um fator 0,83
	Alternativo	Diminuição da capacidade de um fator 0,75
	Parafuso	Aumento da potência de um fator 1,65
	Alternativo	Aumento de potência de um fator 1,43

5.6 — Controle de capacidade e desempenho em carga parcial

Uma possibilidade para o controle da capacidade de compressores parafuso é atuar sobre a rotação do motor de acionamento, uma vez que tais compressores podem operar com segurança entre 1.800 a 4.500 rpm. Entretanto, um esquema mais econômico é o da "válvula de deslizamento" ("slide valve"), adotado pela maioria dos fabricantes de compressores parafuso na atualidade e representado na Fig. 5.10. A válvula de deslizamento é constituída por uma seção da carcaça cilíndrica do compressor, Fig. 5.10a. A plena capacidade, a válvula é um elemento contínuo da carcaça, Fig. 5.10b. Entretanto, a cargas parciais, o eixo de acionamento empurra a parte móvel, afastando-a da parte

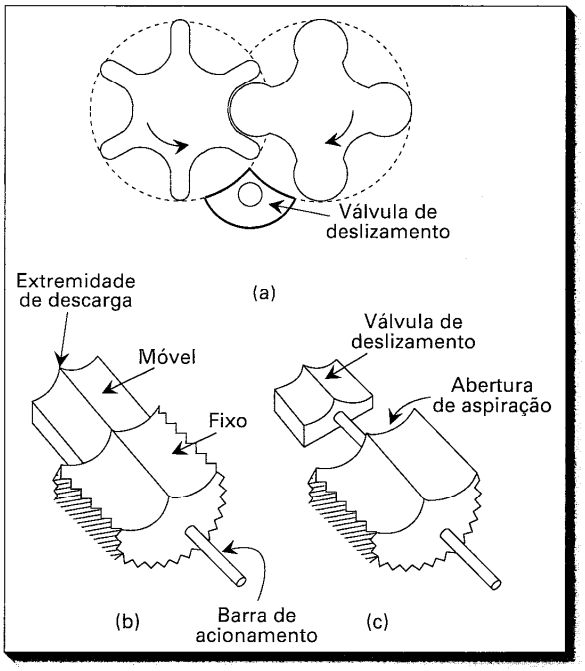
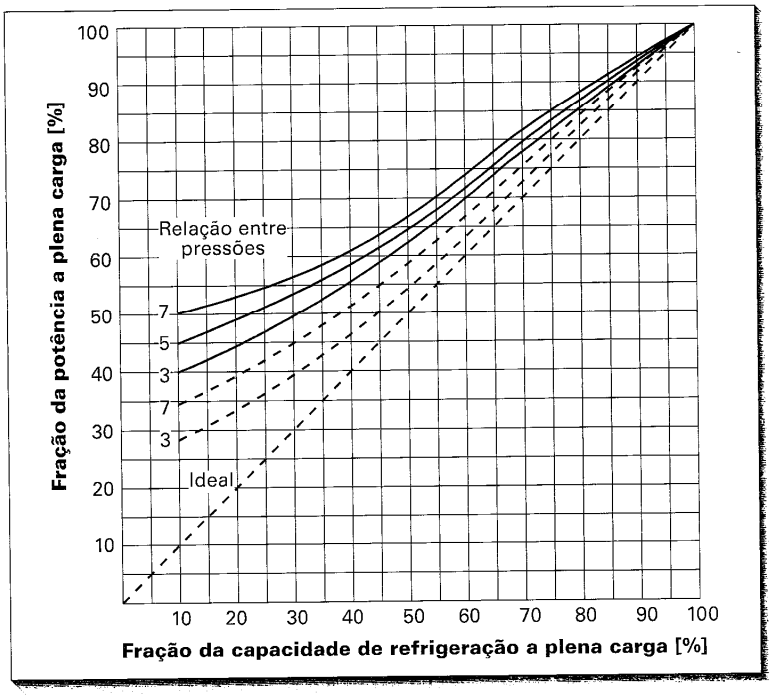


Figura 5.10 — Válvula de deslizamento para o controle da capacidade de um compressor parafuso. Sua posição a) relativa aos rotores; b) a plena carga e c) a carga parcial.

fixa, com o que o volume efetivo da câmara de engrenamento é reduzido até 10% do máximo, conseguindo-se, com isso, um controle correspondente de capacidade.

A válvula de deslizamento é um dispositivo eficiente de controle de capacidade, uma vez que não há qualquer estrangulamento do gás, ou retorno de gás comprimido para a câmara de aspiração. Uma válvula ideal manteria a relação entre volumes constante, o que se verifica, na prática, até certo ponto. Quando a válvula se encontra em posição de carga parcial, o volume da cavidade de engrenamento correspondente à fase de aspiração é reduzido. O volume da cavidade, quando a região de descarga é descoberta, também é diminuído, em conseqüência do movimento da válvula. A variação de volumes resultante não é a mesma, razão pela qual a relação entre volumes sofre alguma variação. Além disso, para reduções de capacidade superiores a 25%, o volume de descarga (aquele da cavidade quando a região de descarga é descoberta) permanece constante, de modo que reduções mais acentuadas da capacidade diminuem a relação entre volumes, do que resulta o desenvolvimento de menores pressões, que podem assumir valores inferiores àquela da região de descarga, configurando situações do tipo ilustrado na Fig. 5.5c. O resultado final é uma redução na eficiência de compressão, como foi discutido anteriormente, com base na Fig. 5.6. Em instalações em que situações de carga parcial surgem como resultado de um esforço para regular a temperatura do fluido que é resfriado, a relação entre as pressões de operação do compressor também

Figura 5.11 — Potência de compressão para condições de carga parcial de um compressor parafuso.



deverá diminuir
redução da diferen
evaporador quan
Além disso, a re
temperatura amb
de condensação
cargas inferiores a

5.7 — Compress

A baixa eficiência
parafuso tem sido
de amenizar essa
deslizamento da
parte fixa possam
volumes, esta rela
de capacidade.

5.8 — Injeção d

Os primeiros com
Esse procedimento
óleo, que, além d
entre rotores, evita
regiões de menor p
durante o processo
mente elevados, tal
óleo antes de sua
e 65° C, para o refri
resfriamento são a

I. Resfriamento
tubos:
   1. utilizando
   2. utilizando
de term

II. Injeção direta
   1. no próp
   2. na linha de

Os distintos es
por água ou sal
resfriamento pr
fechado. Além
resfriamento. N
fica sujeito ao apa
Fig. 5.12b o me

deverá diminuir, acompanhando a redução de carga. Uma razão para tal queda é a redução da diferença de temperatura entre o refrigerante e o fluido exterior, tanto no evaporador quanto no condensador (como conseqüência da redução de capacidade). Além disso, a redução de capacidade está associada, em geral, a uma queda na temperatura ambiente exterior, do que resulta uma conseqüente redução da temperatura de condensação. Eficiências relativamente baixas são constatadas, especialmente em cargas inferiores a 50% da máxima, como se observa na Fig. 5.11.

5.7 — Compressores com relação entre volumes variável

A baixa eficiência em condições de carga parcial, característica dos compressores parafuso tem sido objeto de atenção por parte de fabricantes, que têm procurado meios de amenizar essa condição. Uma solução encontrada[1] é a de construir o mecanismo de deslizamento da Fig. 5.10 de modo que a parte móvel da válvula de deslizamento e a parte fixa possam ambas se deslocar. Assim, para compressores de baixa relação entre volumes, esta relação pode ser ajustada ao mesmo tempo em que se efetua o controle de capacidade.

5.8 — Injeção de óleo e resfriamento

Os primeiros compressores parafuso operavam a altas rotações, sem injeção de óleo. Esse procedimento foi posteriormente abandonado, sendo substituído pela injeção de óleo, que, além do papel de lubrificação, participa no processo de vedação das folgas entre rotores, evitando, com isso, a fuga de gás das regiões de alta pressão para as regiões de menor pressão. A mistura refrigerante-óleo tem a sua temperatura elevada durante o processo de compressão, podendo, em alguns casos, atingir valores excessivamente elevados, razão pela qual o óleo deve ser resfriado. As temperaturas típicas do óleo antes de sua injeção no compressor dependem do refrigerante, variando entre 20 e 65° C, para o refrigerante 22 e entre 20 e 55° C para a amônia. Diferentes esquemas de resfriamento são adotados, podendo ser resumidos em duas categorias principais:

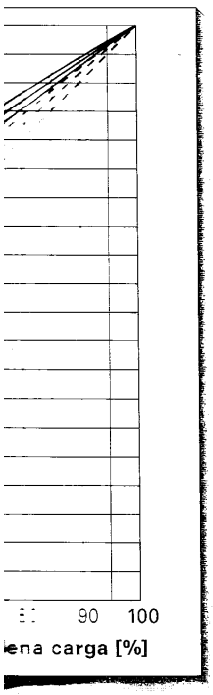
I. Resfriamento do óleo por intermédio de um trocador de calor do tipo carcaça-tubos:
   1. utilizando água ou alguma salmoura;
   2. utilizando refrigerante do tanque de líquido, por bombeamento ou por efeito de termo-sifão.

II. Injeção direta de refrigerante líquido.
   1. no próprio compressor;
   2. na linha de descarga.

Os distintos esquemas de resfriamento são ilustrados na Fig. 5.12. O de resfriamento por água ou salmoura é ilustrado na Fig. 5.12a. Este procedimento exige um meio de resfriamento proveniente de uma torre de resfriamento ou um resfriador em circuito fechado. Além disso, exige a operação de uma bomba de circulação do líquido de resfriamento. No caso de utilização de uma torre de resfriamento, o trocador de calor fica sujeito ao aparecimento de incrustações, implicando numa limpeza freqüente. Na Fig. 5.12b o meio de resfriamento é o próprio refrigerante do tanque de líquido, cuja

reduzido até 10% do
de capacidade.

de capacidade,
de gás comprimido
entre volumes cons-
se encontra em
correspondente à
região de descarga é
da válvula. A variação
entre volumes sofre
até 25%, o volume
aberta) permanece
diminuem a relação
pressões, que podem
situações do tipo
de compressão,
em que situações
a temperatura do
compressor também



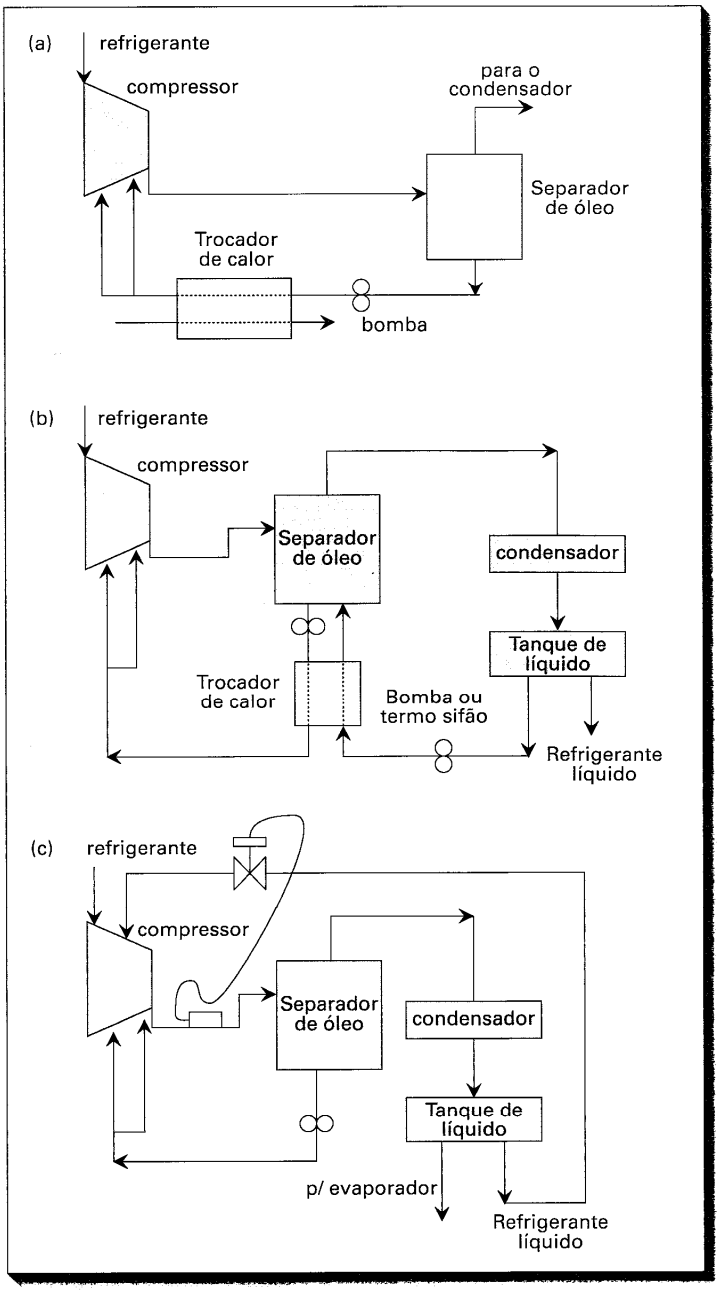


Figura 5.12 Alguns esquemas de refrigeração do óleo de lubrificação adotados em compressores parafuso.
a) resfriamento com água ou salmoura;
b) resfriamento pelo próprio refrigerante circulado por uma bomba ou por termo-sifonamento;
c) injeção de refrigerante durante o processo de compressão.

Figura 5.12 d) bombeamento de refrigerante para a linha de descarga.

circulação poderá s
apresenta a vantage
condensador. O inte
ambiente exterior ne
A alternativa seria a
exige uma elevação
para a circulação do
cionados pode entre

A injeção de refr
não requer compre
proveniente do tan
controlada pelo sup
refrigerante se faz e
localização ótima do
é possível designar a
para a tomada de p
conveniência do est
indústria, principal
em termos de capac

A taxa de rejeiç
principalmente sob
na Fig. 5.13. O tau
rejeitado no circuit
são), é apresentado
diversas temperatur

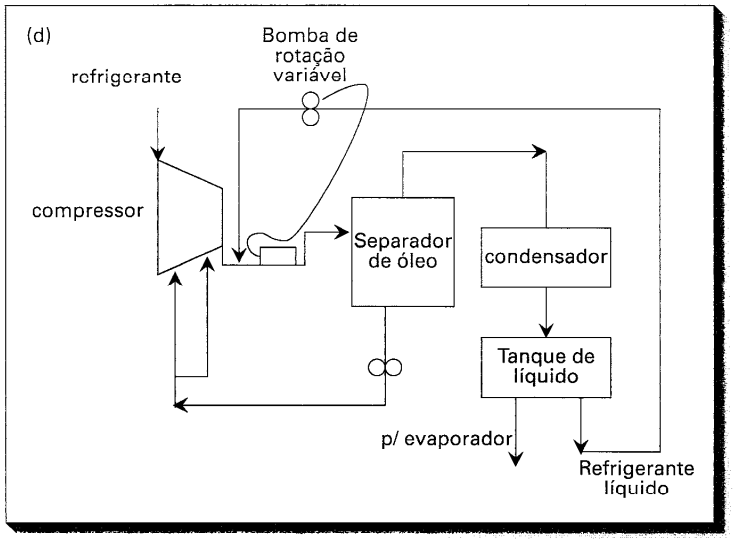


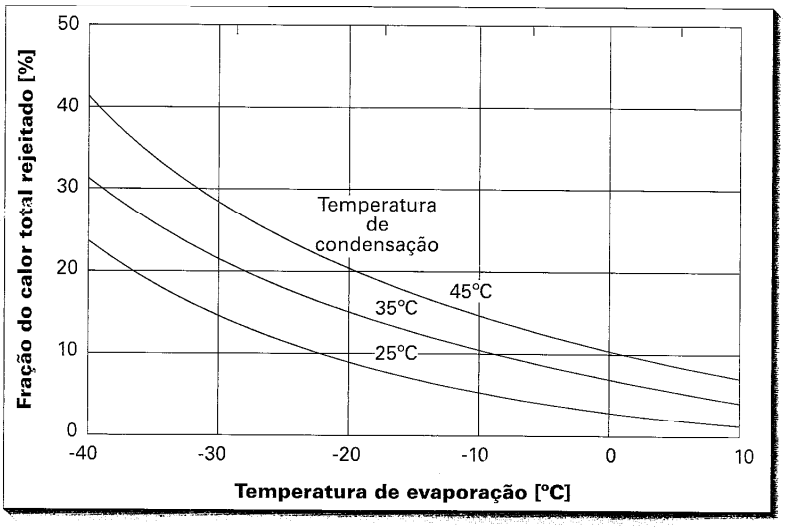
Figura 5.12 d) bombeamento de refrigerante para a linha de descarga.

circulação poderá ser feita por bomba ou por efeito de termo-sifão. Este esquema apresenta a vantagem de transferir a carga de resfriamento do óleo diretamente ao condensador. O interior da bomba se encontra a uma pressão muito superior à do ambiente exterior, razão pela qual o selo de vedação deve ser cuidadosamente projetado. A alternativa seria a utilização de um sistema termo-sifão, sem partes móveis, mas que exige uma elevação adequada do tanque de líquido em relação ao trocador de calor para a circulação do refrigerante. A instalação de tais sistemas em circuitos recondicionados pode enfrentar algumas dificuldades pelo elevado espaço físico que exigem.

A injeção de refrigerante diretamente no compressor, como ilustrado na Fig. 5.12c, não requer componentes mecânicos com partes móveis. A taxa com que o refrigerante proveniente do tanque de líquido é injetado no compressor é regulada por uma válvula controlada pelo superaquecimento do gás de descarga do compressor. A injeção de refrigerante se faz em uma região onde o gás já foi parcialmente comprimido. Como a localização ótima pode depender do regime de carga a que o compressor é submetido, é possível designar alguns pontos de injeção[4] e incorporar um controlador automático para a tomada de decisão a respeito do ponto em que deve ser realizada a injeção. A conveniência do esquema de injeção de refrigerante ainda é motivo de discussão na indústria, principalmente no que diz respeito aos limites de utilização e às vantagens em termos de capacidade e potência de compressão.

A taxa de rejeição de calor nos sistemas das Figs. 5.12a e b pode ser significativa, principalmente sob condições de elevadas relações entre pressões, como se constata na Fig. 5.13. O calor removido no trocador de calor, em porcentagem do calor total rejeitado no circuito (soma daquele trocado no evaporador mais a potência de compressão), é apresentado nessa figura como função da temperatura de evaporação, para diversas temperaturas de condensação.

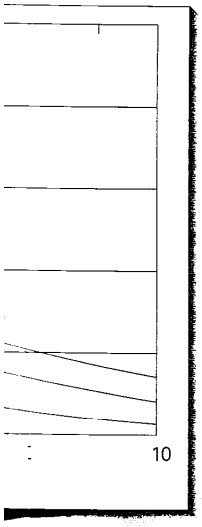
Figura 5.13 — Calor total para resfriamento de óleo em porcentagem do calor rejeitado no condensador.



Outro aspecto a ser considerado, em relação ao trocador de calor externo, é a necessidade de utilizar torre de resfriamento em separado para o resfriamento da água ao invés da água do tanque do condensador evaporativo, quando a fração da carga para resfriamento do óleo é elevada. Neste caso, o desempenho do condensador poderia ser comprometido. No caso do sistema termo-sifão, Fig. 5.12b, o calor removido do óleo deverá ser rejeitado no condensador.

5.9 — Aspiração a uma pressão intermediária

Um compressor parafuso pode ser convertido em uma versão de duplo estágio. Para tanto, basta instalar uma seção de admissão logo após a região de aspiração normal, numa região onde o gás tenha sido parcialmente comprimido. Assim, o compressor poderia receber vapor de refrigerante a uma pressão intermediária, comprimindo-o até a pressão de descarga. Tal dispositivo torna possível um circuito como o ilustrado na Fig. 5.14, que pode tanto ser utilizado como circuito com remoção do gás de "flash" (seção 3-2) quanto operar com evaporador a uma pressão de evaporação intermediária (seção 3-6). Assim, esse tipo de compressor propicia, numa só máquina, as vantagens das instalações dotadas de dois compressores. Os fabricantes podem escolher a posição da abertura, de modo que a pressão intermediária desejada seja satisfeita. Entretanto, uma vez escolhida a posição da abertura, não é possível mudá-la e o valor da pressão intermediária deverá variar de acordo com as pressões de aspiração (baixa) e de descarga. Deve-se observar que, com a utilização de compressor "booster" e compressor de alta pressão, formando unidades separadas, é possível controlar a pressão intermediária Voltando ao aspecto da abertura à pressão intermediária, deve-se enfatizar que, no caso do controle de capacidade por válvula de deslizamento, quando esta é posicionada para



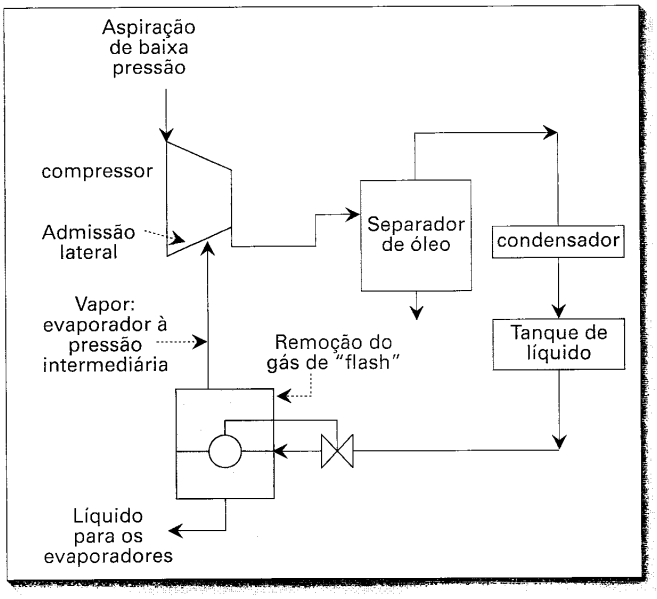


Figura 5.14 — Abertura para admissão à pressão intermediária, para utilização na remoção do gás de "flash" ou em cargas à pressão intermediária.

reduzir a vazão de refrigerante, a pressão intermediária será também afetada. Assim, parte da eficiência adicional conseguida com a abertura à pressão intermediária será perdida em condições de carga parcial do compressor[7]. A capacidades inferiores a 75% da máxima, a pressão intermediária assume valores próximos da pressão de aspiração, resultando pouco interessante para a operação.

5.10 — Seleção do motor de acionamento

A seleção do motor elétrico de acionamento dos compressores parafuso obedece a critérios padronizados. O motor deve ser capaz de satisfazer às condições de carga de projeto numa base permanente. Por outro lado, situações de potencial sobrecarga (como quando a pressão de aspiração se eleva a valores superiores àqueles de projeto) podem ser acomodados pelo acionamento da válvula de deslizamento. Um aspecto que deve ser cuidadosamente observado na seleção do motor é o que diz respeito à partida. Esta constitui uma condição de alta exigência, em virtude dos elevados momentos de inércia de que são detentores os fusos, o que exige um torque adicional do motor de acionamento. Este deve ser 10% superior àquele necessário em operação normal em toda a faixa de rotações[5]. A corrente de partida no enrolamento pode atingir valores de 5 a 7 vezes aqueles que ocorrem em condições de rotação máxima, dependendo, naturalmente, do dispositivo de partida utilizado. Assim, como o aquecimento do enrolamento é proporcional ao quadrado da corrente, a taxa de aquecimento do mesmo pode atingir valores que variam de 25 a 50 vezes as taxas em operação normal. A duração desse período de corrente elevada deve ser mantida em níveis razoáveis, pela seleção de um motor de acionamento dotado de um torque de partida adequado.

5.11 — O mercado dos compressores parafuso

Os dois principais tipos de compressores em operação na Refrigeração Industrial são os alternativos e os parafuso. Nas últimas décadas, estes últimos têm adquirido maior importância, competindo com os alternativos, principalmente em instalações de grande capacidade. Acima de tudo, o compressor parafuso tem mostrado ser uma máquina confiável, capaz de operar durante anos seguidos sem manutenção, embora sejam recomendáveis inspeções visuais e testes dos mancais uma vez por ano. Uma curva comparativa do custo inicial desses dois tipos de compressores é mostrada na Fig. 5.15. A taxa de deslocamento limite, acima da qual o custo do compressor parafuso se torna inferior ao do alternativo é da ordem de 0,25 a 0,35 m^3/s. O compressor parafuso é vantajoso para grandes capacidades.

A rotação afeta diretamente a capacidade, como já foi observado anteriormente. O compressor alternativo apresenta a vantagem de alguma flexibilidade em termos de rotação. Ela é, entretanto, limitada inferiormente pelas exigências da bomba de óleo, ao passo que superiormente o fator limitante é a velocidade do êmbolo, que não deve ultrapassar valores da ordem de 4,6 m/s. Os compressores parafuso operam em sua grande maioria a elevadas rotações, da ordem de 3.600 rpm em regiões onde a freqüência da rede é de 60 Hz. Ainda na faixa de elevadas capacidades, o compressor parafuso apresenta a vantagem adicional de exigir um espaço físico menor que o alternativo.

No capítulo anterior foi discutida a faixa de relação entre pressões adequada para compressores alternativos, tendo sido sugeridos valores máximos da ordem de 8 a 9. Compressores parafuso, por outro lado, podem operar com relação entre pressões até da ordem de 20, embora valores tão elevados sejam raramente utilizados, preferindo-se, neste caso, os benefícios da compressão em estágio duplo. Entretanto, mesmo em

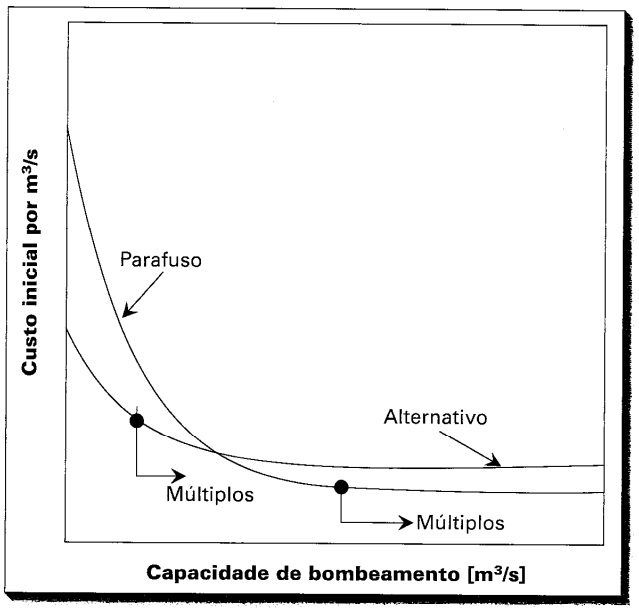


Figura 5.15 — Curva comparativa do custo inicial de compressores parafuso e alternativos.

instalações dotadas de estágio duplo de compressão, a utilização de um único compressor parafuso pode ser interessante em períodos de baixa exigência de carga.

Um tema que tem suscitado alguma controvérsia nos meios técnicos é o relacionado com o efeito de golpes de líquido em compressores parafuso. Embora defensores entusiastas desse compressor possam argumentar que tal efeito é inexistente, como o confirma a adoção do método da injeção de refrigerante líquido para resfriamento do óleo, na prática alguns problemas têm sido constatados como a erosão dos rotores ou paradas intempestivas do compressor, resultantes da excessiva quantidade de líquido no interior das cavidades. Parece que o fator determinante nesse caso é o relacionado com a taxa de injeção de óleo, uma vez que, se a quantidade de refrigerante no óleo for elevada, o refrigerante poderá sofrer um processo de "flash", afetando a bomba de óleo do que pode resultar a parada do compressor. Tais eventos podem resultar em efeitos desagradáveis, como o comprometimento dos mancais e o desgaste ou erosão dos rotores.

Outro aspecto que deve ser considerado com relação ao compressor parafuso é o da operação adequada de dois compressores em paralelo em condições de carga parcial. Em uma instalação de compressores alternativos, à medida que a carga diminui, um dos compressores é "descarregado" progressivamente, enquanto o outro opera a plena carga. Numa instalação de compressores parafuso, por outro lado, a operação de algum dos compressores com capacidade inferior a 50% da máxima deve ser evitada.

5.12 — Compressor parafuso simples

O compressor parafuso simples foi desenvolvido pelo físico-engenheiro francês Bernard Zimmern durante a década de 60. Patentes americanas e francesas desse tipo de compressor foram aprovadas em 1964-1965. As primeiras aplicações no mercado americano foram na compressão de ar, tendo sido aplicados a seguir em instalações frigoríficas.[8,9]

O compressor parafuso simples consiste de um elemento cilíndrico com ranhuras (sulcos) helicoidais, constituindo o fuso propriamente dito, ilustrado na Fig. 5.16. Acompanham o parafuso duas rodas dispostas transversalmente, que giram em sentidos

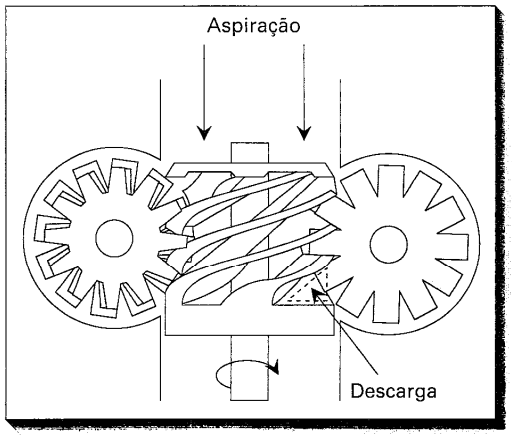


Figura 5.16 — O fuso do compressor parafuso simples no centro, com as rodas "satélite" laterais.

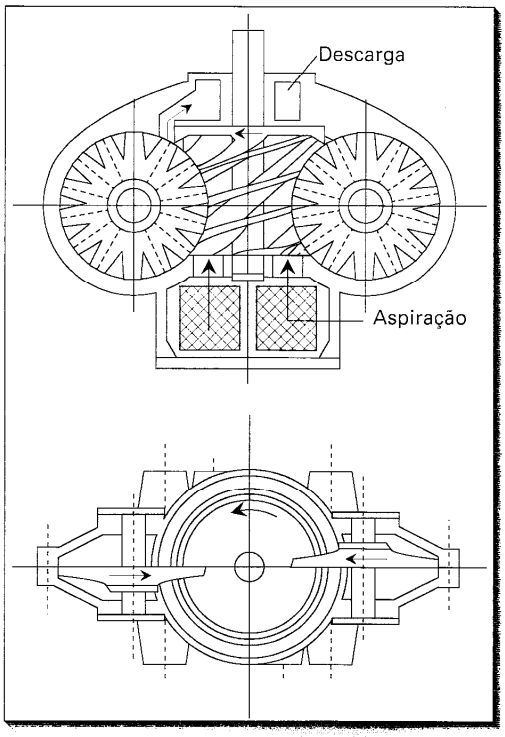
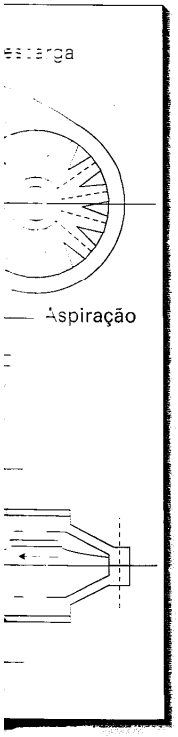


Figura 5.17 — Planta e vista em corte do compressor parafuso simples e de sua carcaça.

opostos, denominadas de "satélites". O plano de rotação dessas rodas contém o eixo do parafuso. A carcaça envolve o parafuso e os dois satélites, como se ilustra nas Figs. 5.16 e 5.17. O parafuso gira com uma certa folga no interior da carcaça composta de uma cavidade cilíndrica. Esta contém duas cavidades laterais onde se alojam as rodas satélite. O acionamento é feito pelo eixo do fuso, que aciona as rodas "satélite". O controle de capacidade se faz pela região de início de compressão, esquema parecido ao do compressor parafuso duplo. O processo de compressão ocorre tanto na parte superior quanto na inferior do compressor. Essa ação combinada alivia a carga radial sobre os mancais, de modo que a única carga que atua sobre os mesmos, além da resultante do próprio peso, é a que atua sobre os eixos dos "satélites", resultante da pressão do gás nos seus dentes durante o engrenamento. Este tipo, a exemplo do compressor parafuso duplo, apresenta poucas partes móveis. Os fabricantes estão dirigindo esforços no sentido de estender as razoáveis eficiências de compressão a unidades de pequena capacidade, inferiores até às do parafuso duplo. Além disso, se as tentativas que estão sendo feitas no sentido de vedar as aberturas com refrigerante líquido, ao invés de óleo, tiverem êxito, a eliminação do separador e do resfriador de óleo poderá resultar em unidades de menor porte e, acima de tudo, de custo inferior às atuais[10].

REFERÊNCIAS

1. Pillis, J. W., [illegible] Anais do enc[illegible] 1983.
2. Miner, S. M., [illegible] Analyzed and [illegible] tion, Internat[illegible]
3. "Screw Compr[illegible] PA, 1983.
4. "Rotary Scre[illegible] Waynesboro [illegible]
5. "Vilter VRS [illegible] Corporation, [illegible]
6. "Technical Man[illegible] gan City, IN, [illegible]
7. Fleming, A. P., e[illegible] frigeration Co[illegible] tute of Refrigera[illegible]
8. "Grasso Monos[illegible]
9. "The Hallscre[illegible] Kent, Inglaterra.
10. Zimmern, B., [illegible] Comparison of [illegible] Refrigeration [illegible]



...ntém o eixo do
...nas Figs. 5.16
...mposta de uma
...as rodas satélite.
...O controle de
...ao do com-
...superior quanto
...os mancais,
...do próprio
...gás nos seus
...parafuso duplo,
...no sentido de
...a capacidade,
...sendo feitas
...óleo, tiverem
...em unidades

REFERÊNCIAS

1. Pillis, J. W., 1983, "Development of a Variable Volume Ratio Screw Compressor," Anais do encontro do International Institute of Ammonia Refrigeration, IIAR, abril 1983.
2. Miner, S. M., 1983, "Advancements in Screw Compressor Oil Cooling Systems - Analyzed and Compared," Artigo B2-091, 16º International Congress of Refrigeration, International Institute of Refrigeration, Paris.
3. "Screw Compressor Technical Manual," the Stal Refrigeration Group, Bensalem, PA, 1983.
4. "Rotary Screw Compressor Units," Bulletin E70-115SED, The Frick Company, Waynesboro, PA, 1983.
5. "Vilter VRS Rotary Screw Compressor Technical Manual," Vilter Manufacturing Corporation, Milwaukee, WI, 1980.
6. "Technical Manual, Sullair Refrigeration Compressors," Sullair Refrigeration, Michigan City, IN, 1983.
7. Fleming, A. K. e Edwards, B. F., 1978, "Energy Efficiency Performance of Large Refrigeration Compressors," Anais do encontro da Comissão B2, International Institute of Refrigeration, Delft.
8. "Grasso Monoscrew MS-10 Bulletin MS10," Grasso, Inc., Evansville, IN, 1983.
9. "The Hallscrew Compressor - Selection Guide," APV Hall Products Ltd., Dartford, Kent, Inglaterra, 1985.
10. Zimmern, B., 1983 "Single Screw Compressor with and without Oil Injection: A Comparison in the Field of Heat Pumps," Artigo B2-125, International Congress of Refrigeration, International Institute of Refrigeration, Paris.

CAPÍTULO 6 EVAPORADORES, SERPENTINAS E RESFRIADORES

6.1 — Meios de transferência da carga de refrigeração

O evaporador é o agente direto de resfriamento, constituindo a interface entre o processo e o circuito frigorífico. Com exceção daquelas aplicações onde ocorre o resfriamento direto do produto, como no caso dos congeladores de placas, a maioria dos evaporadores resfria ar ou líquidos como água, salmouras, etc., os quais serão os agentes de resfriamento no processo.

Uma porcentagem expressiva dos sistemas frigoríficos envolve o condicionamento de ar no sentido amplo, através de um processo de resfriamento e desumidificação. O fluido de resfriamento nos trocadores de calor responsáveis por esse processo, conhecidos como "serpentinas", pode ser o próprio refrigerante da instalação frigorífica (constituindo um evaporador), água ou uma salmoura (solução anticongelante). Em virtude do reduzido coeficiente de transferência de calor por convecção que caracteriza o ar, os tubos das serpentinas devem ser dotados de aletas com o objetivo de reduzir a resistência térmica exterior, razão pela qual assumem uma geometria peculiar, fazendo parte dos denominados "trocadores de calor compactos". Uma representação esquemática de serpentina pode ser encontrada na Fig. 6.1.

A maioria dos fabricantes conhece as complexidades do projeto de serpentinas, incluindo tópicos como circuitagem, disposição dos tubos, projetos das aletas, entre outros. Eles também conhecem muito bem o procedimento para conseguir uma taxa de transferência de calor máxima para um dado custo inicial. Assim, o presente capítulo não visa atingir o engenheiro de uma empresa fabricante de serpentinas, mas o usuário; aquele que seleciona serpentinas de catálogos e as aplica em instalações. Outro aspecto importante a ser explorado neste capítulo é o relacionado à remoção de umidade do ar numa serpentina, na forma de água ou neve. A desumidificação do ar é tão importante que, neste capítulo, além dos processos psicrométricos em serpentinas, as características da mistura ar-água serão exploradas com alguma profundidade. Os seguintes aspectos serão, ainda, considerados: seleção de serpentinas de refrigeração, deposição de neve nas serpentinas e sua remoção (degelo).

Figura 6.1 — R
esquemática de
serpentina de
desumidificação

No passad
radores do tip
típicas. Alguns
o líquido escoa
carcaça. Em out
ilustrado na Fig

Figura 6.2 —
Resfriadores de
líquidos do tipo
carcaça-tubos
com o
refrigerante
mudando de fas
a) na carcaça e
nos tubos.

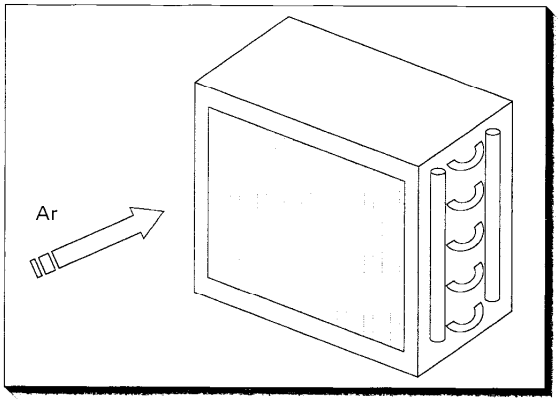


Figura 6.1 — Representação esquemática de uma serpentina de resfriamento e desumidificação de ar.

No passado, os resfriadores de líquidos eram constituídos predominantemente de evaporadores do tipo carcaça-tubos, representados esquematicamente na Fig. 6.2 em duas versões típicas. Alguns evaporadores, como o da Fig. 6.2a, conhecido como "inundado", apresentam o líquido escoando pelo interior dos tubos, enquanto o refrigerante muda de fase no lado da carcaça. Em outros, denominados de "expansão direta" (ou expansão seca), cujo esquema é ilustrado na Fig. 6.2b, o refrigerante muda de fase escoando pelo interior dos tubos.

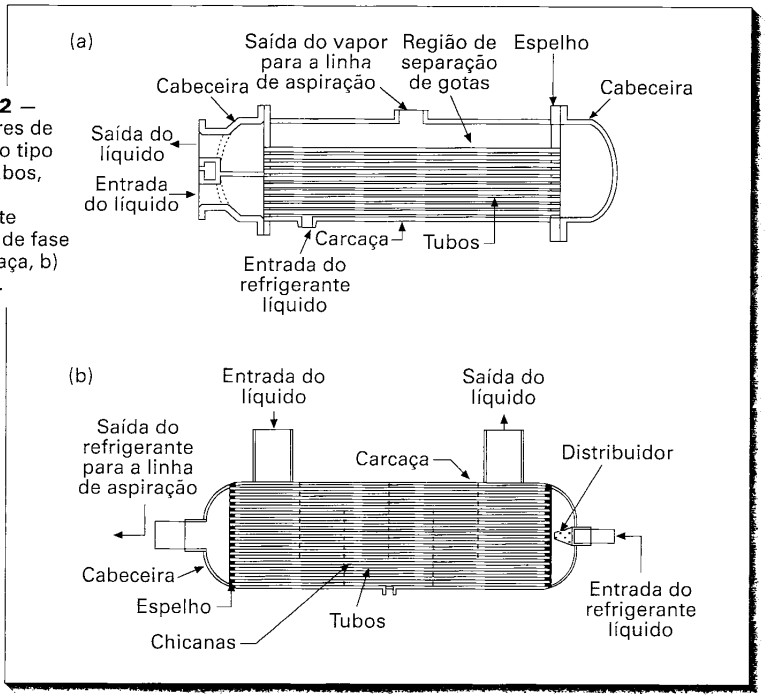
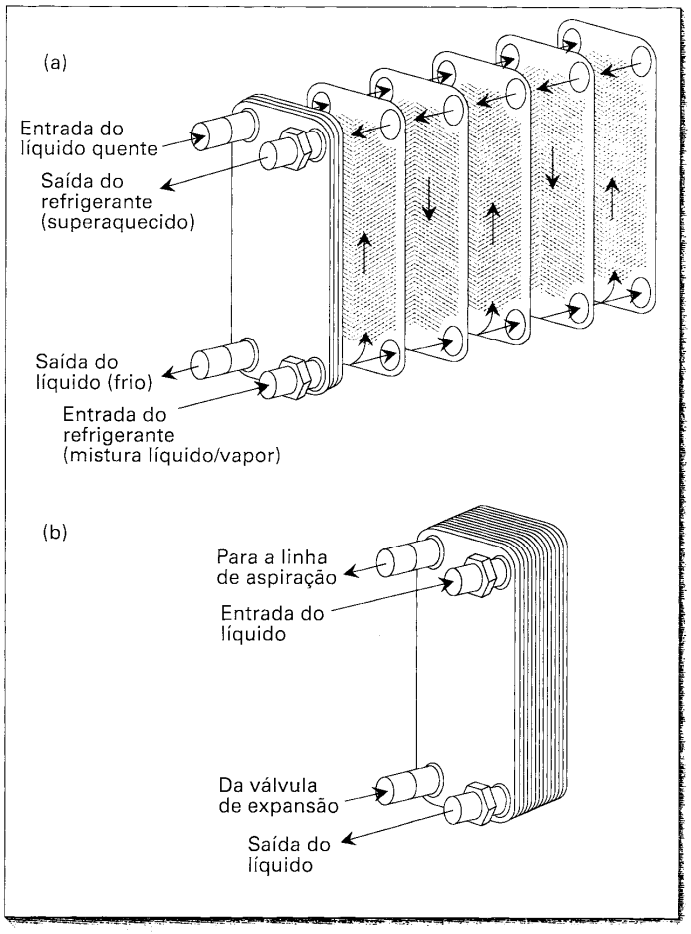


Figura 6.2 — Resfriadores de líquidos do tipo carcaça-tubos, com o refrigerante mudando de fase a) na carcaça, b) nos tubos.

Na atualidade, os evaporadores carcaça-tubos estão sendo progressivamente substituídos por outros tipos, especialmente os de placas, ilustrados na Fig. 6.3. Estes apresentam a vantagem de melhor desempenho térmico, o que lhes confere um tamanho relativamente reduzido comparado aos de carcaça-tubos, embora não estejam isentos de alguns problemas operacionais como excessiva perda de carga e distribuição inadequada de refrigerante. A Tabela 6.1 apresenta uma relação dos distintos tipos de resfriadores de líquidos utilizados na indústria frigorífica e suas características[1]. Alguns dos tipos indicados não serão considerados no presente texto, podendo o leitor reportar-se à referência indicada para maiores informações.

Figura 6.3 — Representação esquemática de um evaporador de placas. (a) Vista ilustrando o escoamento do refrigerante e do líquido sendo resfriado entre as placas; (b) O trocador de placas montado (tipo brazado).



gressivamente
a Fig. 6.3. Estes
fere um tamanho
estejam isentos
arga e distribuição
distintos tipos de
erísticas[1]. Alguns
leitor reportar-

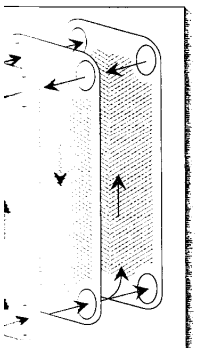


Tabela 6.1 — Características de resfriadores de líquido de uso comum na indústria frigorífica[1].

Tipo	Dispositivo de expansão associado	Capacidade usual [kW]	Refrigerantes
Carcaça-tubos/ inundado	Bóia de baixa pressão Bóia de alta pressão Orifício fixo	90 a 7000	R-11, R-12, R-22, R-113, R-114, R-123, R-134a, R-500, R-502, Amônia
Carcaça-tubos/ película descendente	Bóia de baixa pressão Bóia de baixa pressão	180 a 35.000	R-11, R-12, R-13B1; R-22, R-113, R-114, R-123, R-134a, Amônia
Carcaça-tubos/ expansão direta	VET* Válvula eletrônica	7 a 3.500	R-12, R-22, R-134a, R-500, R-502, Amônia
Boudelot inundado	Bóia de baixa pressão	35 a 350	R-22 e Amônia
Boudelot expansão direta	VET	18 a 90	R-12, R-22, R-134a, Amônia
Tubos concêntricos	VET	18 a 90	R-12, R-22, R-134a, Amônia
Carcaça/ serpentina	VET	7 a 35	R-12, R-22, R-134a, Amônia
Placas brazado e soldado	VET Orifício fixo	2 a 7000	R-12, R-22, R-134a, R-500, R-502, Amônia

* VET – Válvula de Expansão Termostática

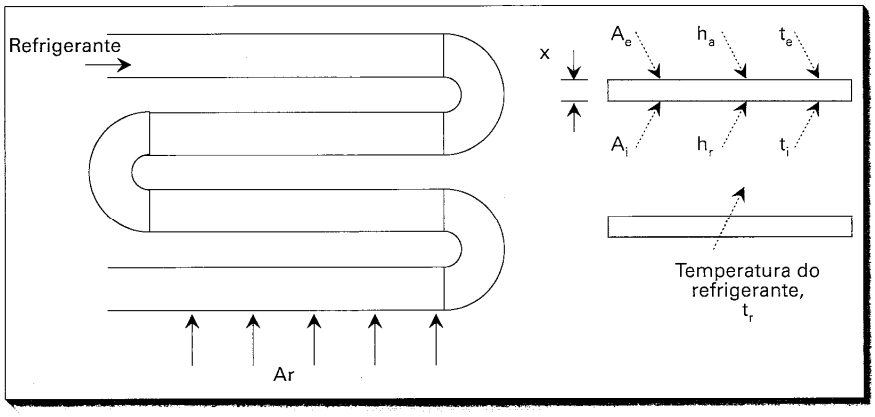
6.2 — O coeficiente Global de Transferência de Calor - U

Em evaporadores, calor é transmitido do fluido quente para o frio em processo que pode ser associado a um circuito elétrico com resistências em série. As resistências dizem respeito aos seguintes mecanismos de transferência de calor: convecção no lado do ar (ou do líquido que deve ser resfriado), condução através das aletas e da parede do tubo e, finalmente, convecção no lado do refrigerante. A analogia com circuitos elétricos resulta da correspondência entre parâmetros físicos, como na Tabela 6.2. Os parâmetros que intervêm são introduzidos na Fig. 6.4, onde se ilustra esquematicamente uma serpentina de resfriamento de ar dotada de tubos lisos.

Tabela 6.2 — Parâmetros da analogia elétrica do mecanismo de transferência de calor em um trocador de calor.

Símbolos e unidades		
Parâmetro	Elétrica	Transferência de calor
Fluxo	I, Ampère	q, W
Potencial	V, Volts	Δt, °C
Resistência	R, Ohm	x/kA ou 1/hA, °C /W

Figura 6.4 — Mecanismos de transferência de calor em uma serpentina de resfriamento de ar.



Nessas condições, desde que a lei de Ohm pode ser escrita como:

$$I = \frac{V}{R}$$

As equações correspondentes aos mecanismos de transferência de calor intervenientes são as seguintes:

- Transferência de calor do ar para a superfície exterior do tubo (convecção):

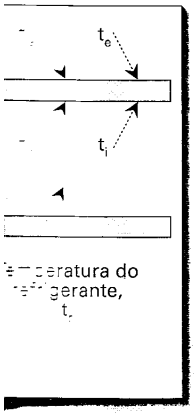
$$q = \frac{t_a - t_e}{\frac{1}{h_a A_e}} \qquad (6\text{-}1)$$

- Transferência de calor por condução da superfície exterior do tubo para a superfície interior:

$$q = \frac{t_e - t_i}{\frac{x}{kA_{média}}} \qquad (6\text{-}2)$$

- Transferência de calor da superfície interior do tubo para o refrigerante (convecção):

$$q = \frac{t_i - t_r}{\frac{1}{h_r A_i}} \qquad (6\text{-}3)$$



onde,

A_e = área da superfície exterior do tubo, m^2
$A_{média}$ = área média da parede do tubo, m^2
A_i = área da superfície interior do tubo, m^2
h_a = coeficiente de transferência de calor no lado do ar, W/m^2 K
h_r = coeficiente de transferência de calor no lado do refrigerante, W/m^2 K
k = condutividade térmica do material do tubo, W/m K
t_a = temperatura do ar, °C
t_e = temperatura da superfície exterior do tubo, °C
t_i = temperatura da superfície interior do tubo, °C
t_r = temperatura do refrigerante, °C
x = espessura da parede do tubo, m.

As temperaturas geralmente conhecidas são as dos fluidos, t_a e t_r, de modo que é interessante relacionar o fluxo de calor ao potencial associado àquelas temperaturas. Para tanto, as Eqs. (6-1) a (6-3) devem ser escritas como:

$$q\left(\frac{1}{h_a A_e}\right) = t_a - t_e \tag{6-4}$$

$$q\left(\frac{x}{kA_{média}}\right) = t_e - t_i \tag{6-5}$$

$$q\left(\frac{1}{h_r A_i}\right) = t_i - t_r \tag{6-6}$$

Pela adição membro a membro dessas equações, as temperaturas t_e e t_i podem ser eliminadas, resultando:

$$q\left(\frac{1}{h_a A_e} + \frac{x}{kA_{média}} + \frac{1}{h_r A_i}\right) = t_a - t_r \tag{6-7}$$

ou ainda

$$q = \left(\frac{1}{\frac{1}{h_a A_e} + \frac{x}{kA_{média}} + \frac{1}{h_r A_i}}\right)(t_a - t_r) \tag{6-8}$$

O Coeficiente Global de Transferência de Calor, U, pode ser definido de tal modo que:

$$q = UA\,(t_a - t_r)$$

Como distintas áreas são incluídas na análise (A_e, A_i), o valor de U deve ser referido a cada uma delas,

$$q = U_e A_e\,(t_a - t_r) = U_i A_i\,(t_a - t_r) \tag{6-9}$$

Assim, quando a Eq. (6-9) é comparada à Eq. (6-8), a expressão de U pode ser obtida:

$$\frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_a A_e} + \frac{x}{k A_{média}} + \frac{1}{h_r A_i} \qquad (6\text{-}10)$$

A Eq. (6-10) sugere um retorno à analogia elétrica, segundo a qual a resistência total de um circuito em série é igual à soma das resistências que o compõem. Assim, para o caso da transferência de calor do ar para o refrigerante, a resistência total associada ao circuito será dada pela seguinte equação:

$$R_{total} = R_{ar} + R_{tubo} + R_{refrigerante}$$

Exemplo 6.1

Qual deve ser o valor do Coeficiente Global de Transferência de Calor, U, em um evaporador em que o coeficiente de transferência de calor no lado do ar é igual a 60 W/m^2 K e o coeficiente correspondente no lado do refrigerante é igual a 1.200 W/m^2 K? O tubo apresenta diâmetros interior e exterior de 20,9 mm e 26,7 mm, respectivamente. O material do tubo é aço, cuja condutividade térmica é de 45 W/m K.

Solução

Na equação (6-10) não é necessário conhecer a área das superfícies envolvidas. Somente a relação entre áreas é necessária para a determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor.

Assim,

$$\frac{1}{U_i} = \frac{A_i}{h_a A_e} + \frac{x A_i}{k\left(\frac{A_e + A_i}{2}\right)} + \frac{1}{h_r} \qquad (6\text{-}11)\ *$$

A relação entre áreas de superfícies cilíndricas de mesmo comprimento é igual à relação entre os diâmetros, de modo que

$$\frac{A_i}{A_e} = \frac{20,9}{26,7} = 0,783 \quad \text{e} \quad \frac{A_i}{\left(\frac{A_e + A_i}{2}\right)} = \frac{20,9}{\left(\frac{26,7 + 20,9}{2}\right)} = 0,878$$

A espessura do tubo pode ser calculada como:

$$x = \frac{26,7 - 20,9}{2} = 2,9 \text{ mm} = 0,0029 \text{ m}$$

Todos os valores necessários para a determinação do Coeficiente Global estão disponíveis, de modo que:

$$\frac{1}{U_i} = \frac{0,783}{60} + \frac{(0,0029)(0,878)}{45} + \frac{1}{1.200} =$$
$$= 0,01305 + 0,000057 + 0,000833 = 0,0139$$

* *$A_{média}$ foi assumida igual à média aritmética das áreas das superfícies interior e exterior.*

Assim,

$U_i = 71{,}9\ W/m^2\ K$

O valor de U referido à área da superfície exterior pode ser facilmente calculado:

$$U_e = U_i\left(\frac{A_i}{A_e}\right) = 56{,}3\ W/m^2K$$

6.3 — As aletas no lado do ar

A comparação das distintas resistências do Exemplo 6.1 mostra que aquela do lado do ar representa 94% da resistência total (0,01305 em 0,0139 W/m^2 K). Esse índice indica que parâmetro deve ser afetado para elevar o valor de U. Evidentemente, a resistência do lado do refrigerante não apresenta potencial para mudanças significativas do valor de U, uma vez que, se, no caso do Exemplo 6.1, o coeficiente de transferência de calor no lado do refrigerante fosse duplicado, a resistência térmica seria reduzida de 0,000833 para 0,000416 W/m^2 K, o que implicaria numa elevação de somente 3% no valor de U_i. Assim, percebe-se que qualquer mudança significativa no valor de U só poderá ser obtida através da resistência térmica no lado do ar, seja através da elevação da relação entre áreas, A_e/A_i, ou pela elevação do coeficiente de transferência de calor, h_a. Este apresenta o inconveniente de um aumento na potência do ventilador para sua elevação, uma vez que a velocidade do ar é o parâmetro a ser afetado e a potência varia com o cubo da velocidade.

O procedimento usual para redução da resistência do lado do ar é a elevação da relação entre áreas, A_e/A_i, pela instalação de aletas na superfície exterior dos tubos, resultando um trocador com a aparência daquele mostrado na Fig. 6.1. As aletas de uma serpentina são constituídas de chapas de metal (em geral de alumínio), dotadas de furos para a introdução dos tubos. Uma vez posicionados, os tubos são expandidos mecânica ou hidraulicamente, de modo que sua superfície exterior adira a um colarinho deixado no processo de perfuração das aletas, obtendo-se, assim, um bom contato térmico.

A Fig. 6.5 ilustra uma aleta plana instalada num tubo. A temperatura da superfície exterior do tubo é de 0° C e a do ar é de 6° C. Se a temperatura na aleta fosse igual à da superfície exterior do tubo, 0° C, a resistência térmica no lado do ar seria dada por

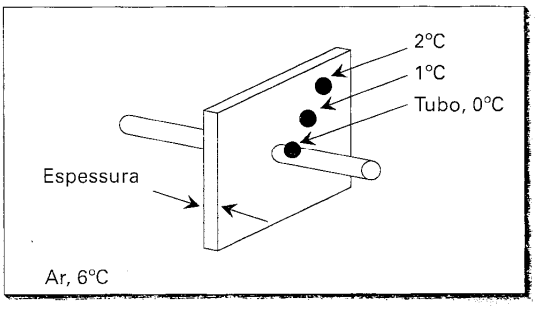


Figura 6.5 — Temperaturas associadas a uma superfície aletada.

aquela que compõe a Eq. (6-11), A_i/h_aA_e. Na Fig. 6.5, entretanto, a temperatura na aleta varia à medida que se passa das regiões próximas às mais afastadas da superfície do tubo. Nessas condições, nem toda a superfície no lado do ar apresenta 100% de eficiência no mecanismo de transferência de calor, em virtude das temperaturas se apresentarem mais próximas daquela do ar. Assim, introduz-se a denominada eficiência da superfície aletada, η, de modo que a equação de definição de U deve ser mudada para a seguinte forma:

$$\frac{1}{U_i} = \frac{A_i}{h_a A_e \eta_e} + \frac{xA_i}{kA_{média}} + \frac{1}{h_r} \qquad (6\text{-}12)$$

onde $$\eta_e = 1 - \frac{A_a}{A_e}(1 - \eta_a)$$

A_a corresponde à área total das aletas e η_a é a eficiência associada ao tipo particular de aleta da serpentina. Os valores de η_e para serpentinas comerciais variam entre 0,3 e 0,7, dependendo de parâmetros tais como material da aleta, sua espessura e comprimento, além da relação entre a área superficial da aleta e a área total de troca de calor. A otimização da superfície aletada fica a cargo do fabricante, não sendo competência do engenheiro que seleciona a serpentina um envolvimento maior nesse aspecto. A esse respeito deve se observar que as aletas, a princípio lisas, foram evoluindo para superfícies onduladas ou corrugadas. Recentemente, as superfícies aletadas têm sido construídas com "janelas", que permitem a comunicação entre canais adjacentes de escoamento do ar, sendo genericamente denominadas de "aletas ventiladas". Tais superfícies têm proporcionado incrementos expressivos (até da ordem de 50%) no valor do coeficiente de transferência de calor em relação às lisas, ocorrendo, em contrapartida, uma intensificação na perda de carga do ar. As aletas ventiladas têm sido utilizadas especialmente em condensadores, mas, progressivamente, estão sendo introduzidas no resfriamento de ar a temperaturas superiores ao ponto de congelamento da água, embora possam dar origem a certas inconveniências como a dispersão da água condensada na superfície. Em aplicações de baixa temperatura, as "janelas" perderiam seu efeito de intensificação da transferência de calor em virtude da deposição de neve.

6.4 — A mudança de fase do refrigerante no interior de tubos

O mecanismo de transferência de calor durante a mudança de fase de um refrigerante no interior de um tubo é complexo, como ilustrado pelos nada menos que 4.000 artigos técnicos publicados sobre o assunto. Em um tubo de tamanho determinado e para uma dada vazão de refrigerante, tal mecanismo apresenta inúmeras dificuldades para sua avaliação. Afortunadamente, o usuário de serpentinas, embora deva conhecer o mecanismo de mudança de fase do refrigerante, não deve envolver-se na avaliação do processo de transferência de calor no evaporador, tarefa que deve ser assumida pelos projetistas e fabricantes do equipamento.

Um tipo de evaporador muito comum em instalações frigoríficas é o de "expansão direta" (ou "seca"), que será discutido em detalhes na Seção 6-17. O refrigerante adentra esse evaporador com um título relativamente baixo, como ilustrado na Fig. 6.6. À medida que calor é cedido ao refrigerante, mais vapor é formado no interior do tubo, com conseqüente aumento de velocidade. A evaporação continua até que, na saída do evaporador, o refrigerante se encontre no estado de vapor saturado ou superaquecido. A Fig.

Figura 6.6 — coeficiente de de calor ao lo evaporador co um único tubo

6.6 ilustra a va
As mudanças
de escoament
Assim, na entra
refrigerante lí
mais vapor se f
o vapor escoa
como uma pe
redução do coef
em névoa, co
(gotículas) su

A vantage
tubo, como se
razão para o
como permitir
lado do refrige

6.5 — Proprie

A maioria dos
resfriamento de
resfrie algum
resfriamento de
de umidade.

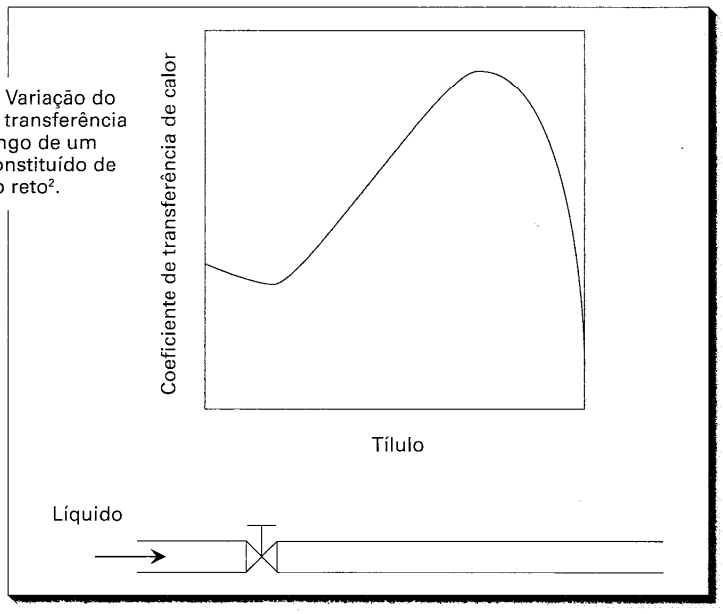


Figura 6.6 — Variação do coeficiente de transferência de calor ao longo de um evaporador constituído de um único tubo reto[2].

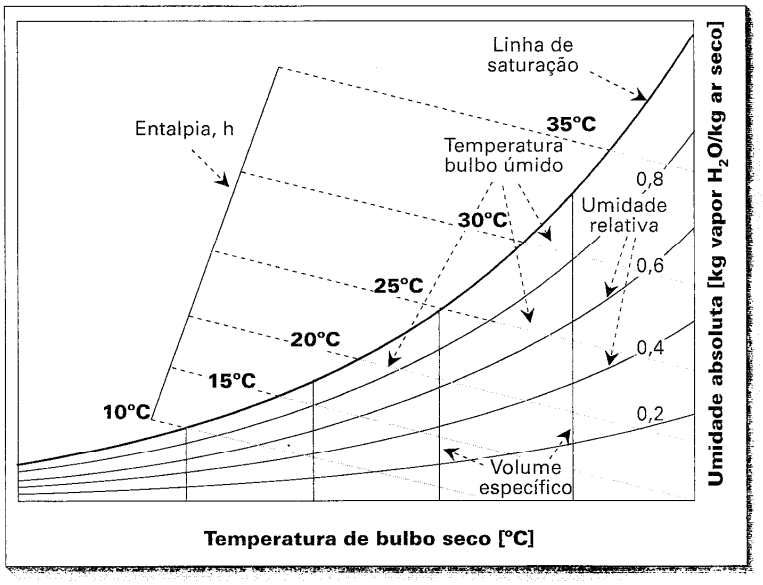
6.6 ilustra a variação do coeficiente de transferência de calor ao longo do evaporador. As mudanças observadas nesse coeficiente estão associadas às transições entre regimes de escoamento que ocorrem à medida que o título e a velocidade do refrigerante variam. Assim, na entrada do evaporador, bolhas e pistões de vapor escoam juntamente com refrigerante líquido. Mais adiante, à medida que prossegue a transferência de calor, mais vapor se forma no tubo, com conseqüente mudança para o padrão anular, quando o vapor escoa a alta velocidade na região central do tubo, enquanto o líquido escoa como uma película junto à superfície. A seguir, com a secagem da parede e conseqüente redução do coeficiente de transferência de calor, o padrão pode mudar para escoamento em névoa, com a possibilidade de ocorrência de uma mistura de vapor e líquido (gotículas) superaquecidos, até que todo o líquido tenha se evaporado completamente.

A vantagem de conhecer os mecanismos de transferência de calor no interior do tubo, como se ilustra na Fig. 6.6, está relacionada tanto à possibilidade de entender a razão para o melhor desempenho térmico dos sistemas com recirculação (seção 6-13), como permitir diagnósticos sobre problemas relacionados à transferência de calor no lado do refrigerante.

6.5 — Propriedades do ar úmido - A Carta Psicrométrica

A maioria dos evaporadores em uso na refrigeração industrial são utilizados no resfriamento de ar. Mesmo que o evaporador não resfrie ar diretamente, é possível que resfrie algum líquido (água ou salmoura) que será enviado a uma serpentina de resfriamento de ar. A maioria dos processos de resfriamento de ar envolve a remoção de umidade, razão pela qual é importante o conhecimento do desempenho das misturas

Figura 6.7 — Representação esquemática da Carta Psicrométrica.



ar/vapor d'água. Tal conhecimento permite ao engenheiro, por exemplo, o selecionamento adequado de superfícies de serpentinas e vazões de ar, além de facilitar-lhe a análise do desempenho em condições de carga parcial e o estabelecimento das exigências de controle de umidade em problemas especiais.

Uma ferramenta imprescindível na análise das misturas ar/vapor d'água é a Carta Psicrométrica. Para permitir uma melhor interpretação da mesma, na Fig. 6.7 é apresentada uma carta de forma esquemática. O eixo de abscissas é o da "temperatura de bulbo seco", em °C, ao passo que o das ordenadas corresponde à umidade absoluta, cuja unidade é kg de vapor d'água por kg de ar seco. Cartas psicrométricas para duas faixas de temperatura (normais e baixas) e pressão barométrica normal (101,325 kPa) podem ser encontradas no Apêndice, Figuras B.7 e B.8.

As propriedades do ar úmido são referidas à unidade de massa de ar seco, uma vez que, na maioria dos processos, a massa (ou vazão) de ar seco permanece constante. A linha curva que constitui o limite superior da carta é a linha de saturação, lugar geométrico dos estados de ar saturado para distintas temperaturas. A região limitada pela linha de saturação e pelos eixos de abscissas e ordenadas corresponde ao lugar geométrico dos pontos representativos de ar não-saturado, aquele capaz de admitir uma quantidade adicional de vapor d'água. A "umidade relativa", ϕ, representa o teor de umidade do ar, expresso em porcentagem. Na Fig. 6.7 se mostra uma curva de umidade relativa constante. As outras linhas de umidade relativa constante são curvas afins àquela, variando desde o eixo das abscissas, para o qual a umidade relativa é de 0%, até a linha de saturação, de umidade relativa igual a 100%. Assim, a linha de 40% de umidade

relativa pode ser ob
vertical entre os pc
A outra propriedad
As linhas de tempe
descendente, a par
termômetro cujo b
água contida no te
ratura. Assim, qua
menor será o teor
contida na mecha
resfriar o bulbo do
para medida do te

A escala de en
de avaliar a entalp
linha de temperat

Finalmente, a
em relação à vert

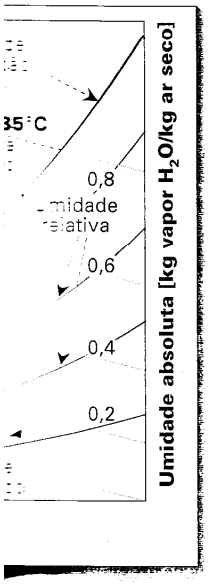
Exemplo
Co
ps
a
b
c
Solução
Cs

Tabela 6.3 — Resu

relativa pode ser obtida como o lugar geométrico dos pontos situados a 40 % da distância vertical entre os pontos no eixo das abscissas e aqueles situados na linha de saturação. A outra propriedade destacada na Fig. 6.7 é a denominada "temperatura de bulbo úmido". As linhas de temperatura de bulbo úmido constante se estendem para a direita no sentido descendente, a partir da linha de saturação. Essa temperatura pode ser medida por um termômetro cujo bulbo seja coberto por uma mecha de tecido úmido. À medida que a água contida no tecido se evapora, calor é removido do bulbo, reduzindo sua temperatura. Assim, quanto maior a diferença entre as temperaturas de bulbo seco e úmido, menor será o teor de umidade contido no ar. A temperaturas inferiores a 0° C a água contida na mecha se congelará, mas a sublimação do gelo para o ar será suficiente para resfriar o bulbo do termômetro, permitindo que o procedimento continue a ser adequado para medida do teor de umidade do ar.

A escala de entalpias é mostrada na Fig. 6.7 à esquerda da linha de saturação. A fim de avaliar a entalpia de um dado estado do ar úmido em kJ/kg de ar seco, basta seguir a linha de temperatura de bulbo úmido do referido estado até a escala de entalpias.

Finalmente, as linhas de volume específico constante aparecem algo inclinadas em relação à vertical, sendo dadas em m^3/kg de ar seco.



Exemplo 6.2

Com base nas propriedades sugeridas, determine as outras propriedades psicrométricas das cartas das Figs. 6.8 e 6.9, para os seguintes casos:

a) 30° C de temperatura de bulbo seco e umidade absoluta de 0,018 kg/kg de ar seco.
b) Ar saturado a 20°C.
c) Temperatura de bulbo seco de −10°C e de bulbo úmido de −12°C.

Solução

Os resultados são apresentados na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 — Resultados do Exemplo 6.2.

	Caso (a)	Caso (b)	Caso (c) Carta de baixa temperatura
Temperatura de bulbo seco	30°C	20°C	−10°C
Temperatura de bulbo úmido	25°C	20°C	−12°C
Umidade absoluta, w	0,018 kg/kg	0,0147 kg/kg	0,00066 kg/kg
Entalpia, h	75,4 kJ/kg	57,5 kJ/kg	−8,8 kJ/kg
Volume específico, v	0,88 m^3/kg	0,85 m^3/kg	0,745 m^3/kg
Umidade relativa, ϕ	67%	100%	40%

Exemplo 6.3

Ar, a uma vazão volumétrica de 2,2 m^3/s, entra em uma serpentina a 4°C e 90% de umidade relativa. Na saída da serpentina, o ar se encontra à temperatura de 0,5°C e umidade relativa de 98%.

a) Qual deve ser a capacidade de refrigeração da serpentina?
b) Qual deve ser a taxa de remoção de água do ar?

Solução

O volume específico do ar pode ser obtido das Figuras B.7 ou B.8, resultando igual a 0,791 m^3/kg. A vazão de ar seco pode, então, ser calculada:

$$\text{vazão de ar seco} = \frac{2{,}2\ m^3/s}{0{,}791\ m^3/kg} = 2{,}78\ kg/s$$

Os estados psicrométricos do ar na entrada e na saída da serpentina são ilustrados na Fig. 6.8. Nessas condições, a taxa de transferência de calor na serpentina, q, poderá ser determinada:

$q = (2{,}78\ kg/s)\ (15{,}3 - 10{,}2\ kJ/kg) = 14{,}2\ kW$

A taxa de remoção de umidade pode ser determinada pela seguinte relação:

Taxa de remoção de água = (2,78 kg/s) (0,0045 – 0,0039 kg/kg) =
= 0,00167 kg/s

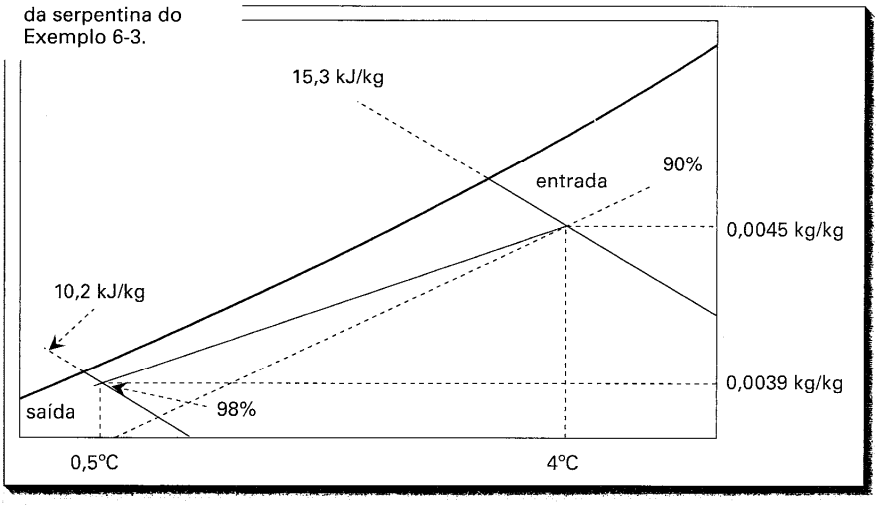


Figura 6.8 — Estados psicrométricos do ar na entrada e na saída da serpentina do Exemplo 6-3.

A LEI DA L

6.6 — A le

Um process
vendo mistu
ilustrado na
úmido. Ar e
e massa com
temperatura
que seu estad
a w (t_p), carac
encontra a
processo de
depende linea
de pressões p
massa.

A lei da
um acompan
pelos quais p
uma linha re
6.10 ilustra
contato com
o estado de s

A lei da
mentais de
de calor e ma
entalpia ou à
processo ilus
mento e des
vapor d'água
lei da linha re
por "e" para
No caso da e
refrigerante
que tem lugar
calor externa

Figura 6.9 -
do mecanis
transferência
massa junto
superfície co
uma camada

6.6 — A lei da linha reta

Um processo muito comum em refrigeração é o de transferência de calor e massa envolvendo misturas ar-vapor d'água, como foi anteriormente comentado. Esse processo é ilustrado na Fig. 6.9, onde se observa a interação de uma superfície molhada com ar úmido. Ar entra na região indicada a uma temperatura t_e e umidade w_e, trocando calor e massa com a superfície que se encontra coberta de uma fina camada de água, a uma temperatura t_p. Junto à superfície, o ar se encontra em equilíbrio com a água, de modo que seu estado é saturado à temperatura t_p. A umidade do ar nesse estado deve ser igual a w (t_p), característica do ar saturado à temperatura da água. Como o ar na corrente se encontra a uma temperatura (t_e) diferente daquela da superfície, deve ocorrer um processo de transferência de calor. Por outro lado, como a pressão parcial do vapor depende linearmente da umidade absoluta e w_e e w_p diferem entre si, existe um potencial de pressões parciais, o que sugere a ocorrência de um mecanismo de transferência de massa.

A lei da linha reta, que se aplica a processos do tipo mostrado na Fig. 6.9, permite um acompanhamento do processo na Carta Psicrométrica. Ela estabelece que os estados pelos quais passa o ar em seu contato com a superfície molhada se encontram sobre uma linha reta, que intercepta a linha dc saturação à temperatura da superfície. A Fig. 6.10 ilustra distintas situações em que ar, à temperatura t_e e umidade w_e, entra em contato com uma parede molhada, à temperatura t_p. O estado designado por s representa o estado de saída do ar.

A lei da linha reta pode ser demonstrada através da aplicação direta das leis fundamentais de transferência de calor e massa[3,4]. Ela mostra que o sentido da transferência de calor e massa entre a superfície e o ar está diretamente relacionado ao potencial de entalpia ou à variação de entalpia e umidade do ar ao longo do processo. Assim, no processo ilustrado na Fig. 6.10a, típico daquele que ocorre em serpentinas de resfriamento e desumidificação, mesmo que a superfície da serpentina esteja seca no início, vapor d'água do ar pode se condensar, produzindo-se as condições para aplicação da lei da linha reta. Ao escoar ao longo da superfície, o estado do ar passa daquele designado por "e" para o "s", num processo em que a entalpia e a umidade absoluta do ar diminuem. No caso da entalpia, a queda indica uma remoção de calor do ar levada a efeito pelo refrigerante. O processo ilustrado na Fig. 6-10b é o que se dá no resfriamento evaporativo, que tem lugar em equipamentos como o ilustrado na Fig. 6.11. Como a água não troca calor externamente, um balanço de energia permite concluir que a entalpia do ar não

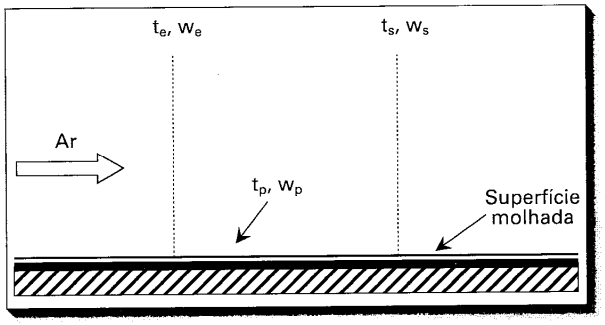


Figura 6.9 — Esquema do mecanismo de transferência de calor e massa junto a uma superfície coberta por uma camada de água.

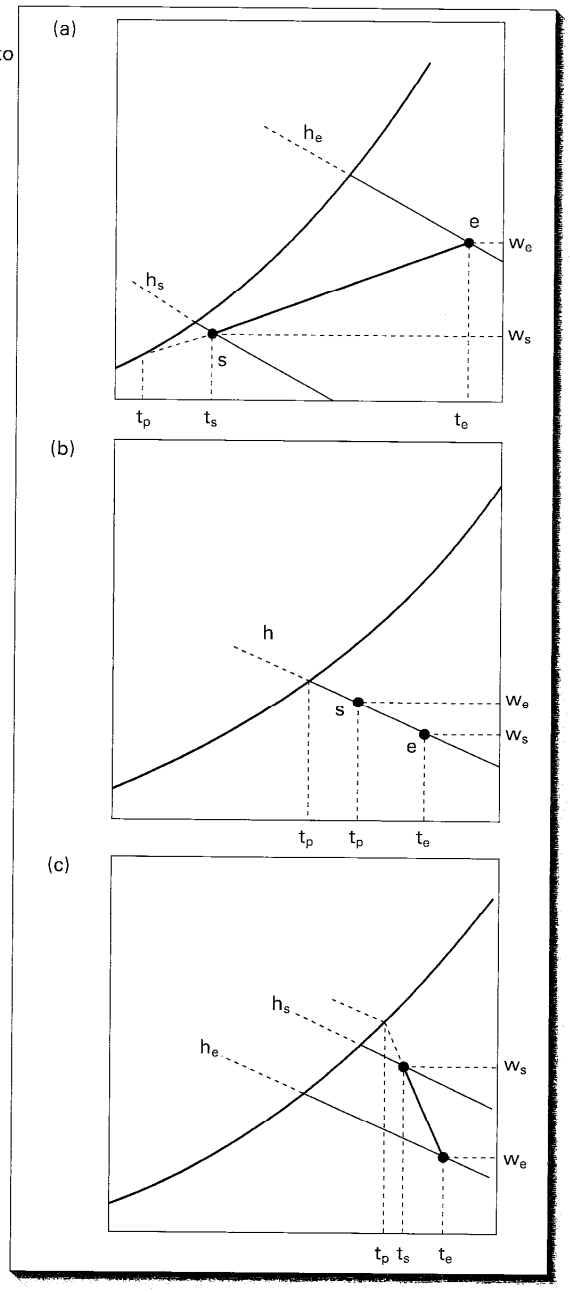


Figura 6.10 — Aplicações da lei da linha reta: a) resfriamento e desumidificação; b) resfriamento evaporativo; c) resfriamento e umidificação.

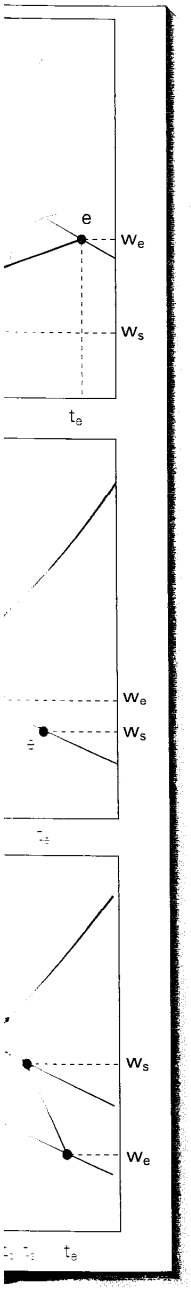
Figura 6.11 — característico 6-10b.

deve se alterar isoentálpico pe umidade, com raro, mas repres ilustrado na Fig da Fig. 6.10c. ao longe. Em de temperatura su mento e conde

6.7 — Linha

Os fundamento condições de op evaporadores p calor e da lei da do desempenho toma por base a ratura no ambi diretamente rela no único parâm pode ser de vita em que o ar amb de verduras exer deve ser limitad congelados. a re penetração de va

A estimativ sucessivos estad maneira relativa a uma superfí se que o refrige ao longo da supe caracterizado p



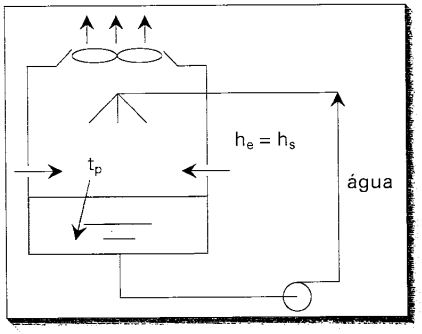


Figura 6.11 — Resfriador evaporativo, característico do processo ilustrado na Fig. 6-10b.

deve se alterar entre os estados de entrada e de saída, isto é, $h_s = h_e$. O processo isoentálpico permite uma redução na temperatura do ar às custas da elevação de sua umidade, como se verifica na Fig. 6-10b. O resfriamento evaporativo é um processo raro, mas representa uma transição entre o processo de resfriamento e desumidificação, ilustrado na Fig. 6.10a, e o de resfriamento e umidificação, da Fig. 6.10c. No processo da Fig. 6.10c, o ar junto à superfície molhada apresenta entalpia superior àquela do ar ao longe. Em decorrência, a superfície é resfriada pelo ar (embora este possa apresentar temperatura superior). Esse processo ocorre em equipamentos como torres de resfriamento e condensadores evaporativos, abordados mais adiante, no capítulo 8.

6.7 — Linha do processo do ar numa serpentina

Os fundamentos apresentados até o momento permitem ao engenheiro avaliar as condições de operação de uma instalação. Alguns problemas operacionais envolvendo evaporadores podem ser resolvidos através dos princípios básicos de transferência de calor e da lei da linha reta. Para tanto, deve se aceitar que o principal critério de avaliação do desempenho de um evaporador é a condição psicrométrica de saída do ar. Tal critério toma por base o fato da função do evaporador ser aquela de manter uma dada temperatura no ambiente refrigerado, através da remoção de calor a uma taxa adequada, diretamente relacionada à temperatura de saída do ar. Essa temperatura não se constitui no único parâmetro importante, uma vez que a umidade removida do ar na serpentina pode ser de vital importância para a operação da instalação, como é o caso de aplicações em que o ar ambiente deve ser mantido em umidade elevada. Câmaras de armazenamento de verduras exemplificam aquelas aplicações onde a remoção de umidade no evaporador deve ser limitada a um mínimo. Por outro lado, nas antecâmaras de carga de alimentos congelados, a remoção de umidade deve se dar a uma taxa elevada, evitando, com isso, penetração de vapor d'água com o ar de infiltração na câmara de baixa temperatura.

A estimativa da condição de saída pode ser feita através do acompanhamento dos sucessivos estados psicrométricos pelos quais passa o ar ao longo da serpentina. Uma maneira relativamente simples de realizar tal acompanhamento é associar a serpentina a uma superfície plana, como indicado na Fig. 6.12. De um lado da serpentina admite-se que o refrigerante mude de fase à temperatura t_r, enquanto no lado oposto, ar circula ao longo da superfície, entrando em contato com a mesma em um estado psicrométrico caracterizado por uma temperatura t_1 e uma umidade absoluta w_1.

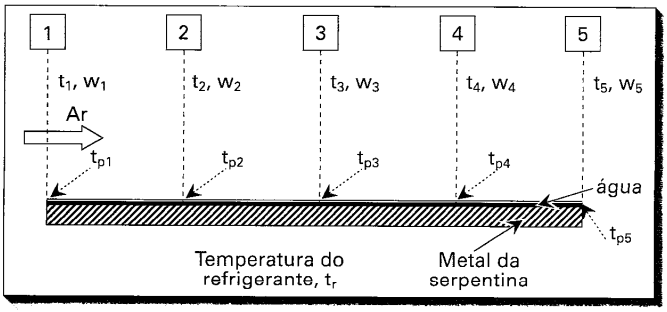


Figura 6.12 — Resfriamento e desumidificação do ar em uma serpentina em que a temperatura do refrigerante é mantida constante.

A temperatura da superfície deve diminuir ao longo da serpentina em virtude da redução da temperatura do ar. De fato, como a temperatura do refrigerante permanece constante, o fluxo de calor diminui com a temperatura do ar, o que determina a progressiva redução na temperatura da superfície ao longo da serpentina. Assim, se o conceito da lei da linha reta for combinado à tendência de variação da temperatura da superfície, a curva do processo do ar ao longo da serpentina poderá ser levantada, apresentando as características ilustradas na Fig. 6.13. Se a serpentina da Fig. 6.12 corresponder a uma que tenha 8 fileiras de tubos em profundidade, i.e., na direção do escoamento do ar, cada região deverá envolver duas fileiras de tubos. Assim, de acordo com a lei da linha reta, o estado do ar que passa pela primeira região deve apresentar a tendência de se aproximar do estado saturado à temperatura da parede, t_{p1}, como se ilustra na Fig. 6.13. À medida que o ar passa pelas sucessivas regiões, seu estado tende a se aproximar (através de sucessivas leis da linha reta) de temperaturas de parede progressivamente menores. A curva resultante, denominada de curva do processo, deve apresentar as características ilustradas na Fig. 6.13. Nessa figura, verificam-se algumas

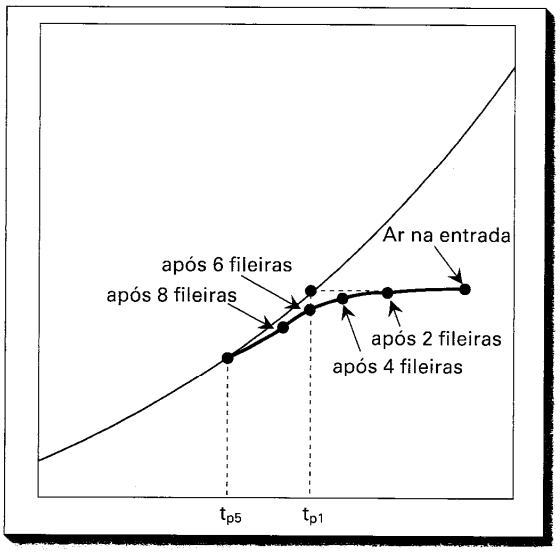
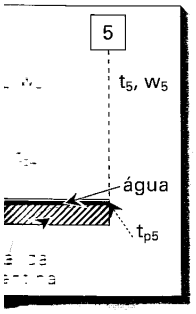
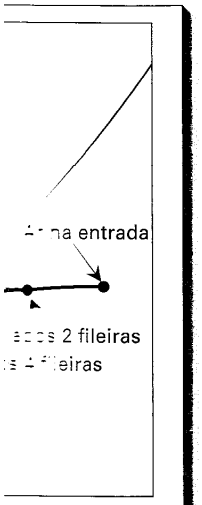


Figura 6.13 — A curva do processo na serpentina.



...rina em virtude da ...gerante permanece ... que determina a ...rpentina. Assim, se o ... da temperatura da ...verá ser levantada, ...rpentina da Fig. 6.12 ... na direção do ... Assim, de acordo ... deve apresentar a ...parede, t_{p1}, como se ...s seu estado tende ...peraturas de parede ...a do processo, deve ...ficam-se algumas



tendências observadas nos catálogos de fabricantes de serpentinas. Assim, a cada fileira de tubos, a taxa de redução de temperatura diminui, o que explica a progressiva mudança de inclinação da curva do processo. Fisicamente, tal comportamento se justifica pelo fato da taxa de transferência de calor diminuir no sentido do escoamento do ar, o que determina menores variações na temperatura do ar de região para região. Assim, a curva do processo se torna progressivamente mais inclinada. Por outro lado, comparativamente à taxa de remoção de calor, a de remoção de vapor d'água do ar se eleva, razão pela qual a taxa de variação de umidade sofre um aumento correspondente.

6.8 — O efeito de condições operacionais sobre o desempenho da serpentina

O projetista de uma serpentina e seu operador podem atuar sobre os seguintes parâmetros:

- A área de face da serpentina, que é a área total de escoamento do ar que penetra na serpentina — é importante notar que se trata da área total, correspondendo ao produto do comprimento pela altura da serpentina.
- Número de fileiras de tubos em profundidade.
- Espaçamento entre aletas.
- Vazão de ar e sua velocidade.
- Temperatura do refrigerante.

Na Tabela 6.4 são sumariamente apresentados os efeitos daqueles parâmetros sobre a condição de saída do ar, discutidos a seguir. O efeito de um parâmetro é avaliado admitindo que os demais permanecem constantes.

Área de face

A um incremento na área de face corresponde um aumento da área de transferência de calor, resultando uma redução na temperatura da parede exposta ao ar. A temperatura e a umidade do ar na saída deverão diminuir, como se ilustra na Fig. 6.14a.

Número de fileiras em profundidade

Cada fileira adicional implica numa redução da temperatura e umidade do ar na saída, como mostrado na Fig. 6.14b. O número de fileiras é limitado pela temperatura do refrigerante.

Espaçamento entre aletas

A temperatura superficial diminui com a redução do espaçamento entre aletas, do que resulta uma queda na temperatura e umidade do ar na saída, como ilustrado na Fig. 6.14c. A respeito deste tema, recomenda-se uma leitura da seção 6.14, sobre a formação de neve na superfície de serpentinas de refrigeração.

Vazão de ar

A temperatura e umidade do ar na saída da serpentina se elevam com a vazão de ar. A Fig. 6.14d ilustra esse efeito. Por outro lado, deve-se observar que vazões de ar superiores implicam numa taxa maior de remoção de calor, uma vez que a redução de entalpia experimentada pelo ar ao passar pela serpentina

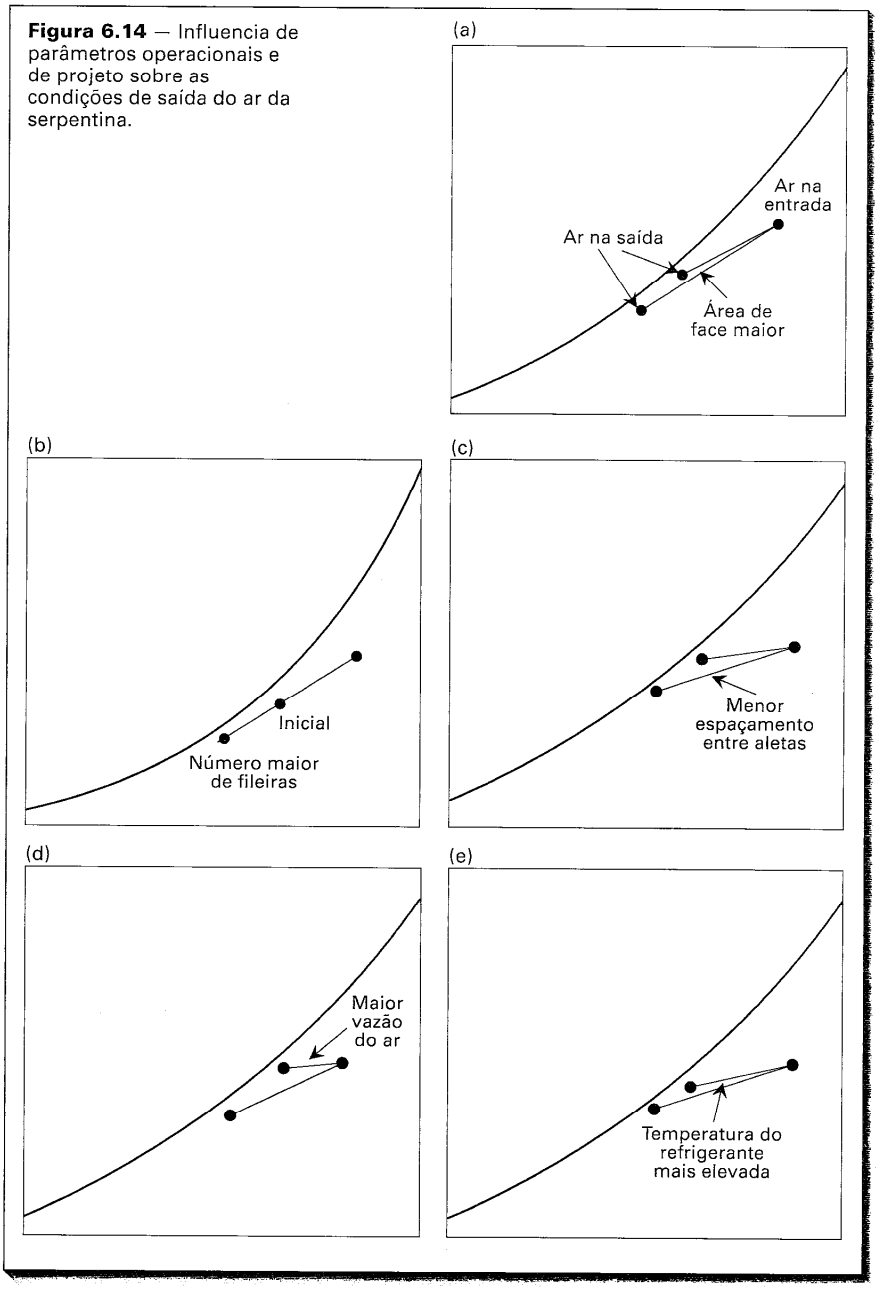
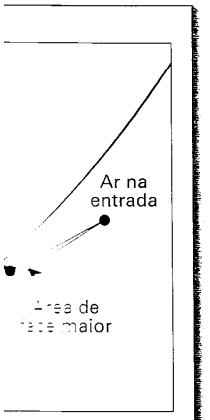
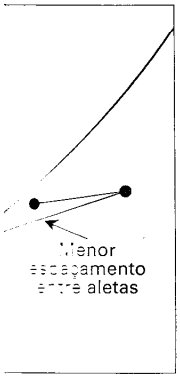
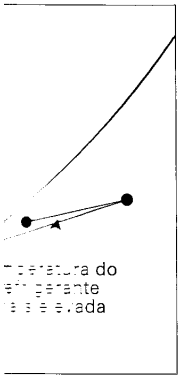


Figura 6.14 — Influencia de parâmetros operacionais e de projeto sobre as condições de saída do ar da serpentina.







é inferior à elevação da vazão. Vale lembrar que a taxa de transferência de calor na serpentina é dada pela seguinte equação:

$$q = (\text{vazão})\,(h_{entrada} - h_{saída})$$

Temperatura do refrigerante

A elevação da temperatura do refrigerante implica num aumento correspondente da temperatura da superfície exposta ao ar ao longo da serpentina. Entretanto, a elevação na temperatura e umidade do ar não ocorre na mesma proporção, como se observa na Fig. 6.14e. É interessante observar que a elevação da temperatura do refrigerante não implica numa redução significativa nas taxas de remoção de calor e de umidade.

Tabela 6.4 — Efeito de parâmetros de projeto e operacionais sobre as condições do ar na saída de uma serpentina de refrigeração.

Parâmetro aumentado	Efeito sobre as condições do ar na saída		Capacidade de Refrigeração	Valores típicos
	temperatura	umidade		
Área de face	diminui	diminui	aumenta	Depende da capacidade de refrigeração
N° de fileiras	diminui	diminui	aumenta	4 a 8
Espaçamento entre aletas	diminui	diminui	aumenta	150 a 300 aletas/m
Vazão de ar	aumenta	aumenta	aumenta	Velocidade de face 2 a 4 m/s
Temperatura do refrigerante	aumenta	aumenta	diminui	3 a 8°C inferior à temperatura do ar na entrada

A discussão precedente tomou por base o efeito de um único parâmetro, mantendo os demais fixos. Em situações práticas, entretanto, engenheiros devem (ou podem) ajustar dois ou mais parâmetros para conseguir determinadas condições do ar na saída da serpentina. Um exemplo seria o caso onde, por razões de espaço, a área de face projetada deve ser reduzida. Para compensar tal redução, pode se optar por uma serpentina com um número maior de fileiras de tubos em profundidade e uma vazão de ar levemente superior para satisfazer as condições do ar na saída.

6.9 — Seleção de serpentinas em catálogos de fabricantes

Os fabricantes de serpentinas de resfriamento de ar costumam fornecer um parâmetro de seleção importante: a capacidade frigorífica por grau de diferença de temperatura, R, de tal modo que:

$$\text{Capacidade, kW} = q = R\,(t_{ar,\,entrada} - t_{refrigerante}) \qquad (6\text{-}13)$$

onde R é o denominado parâmetro de seleção, dado em kW/K.

A Tabela 6.4, extraída do catálogo de um fabricante, apresenta características de serpentinas de resfriamento de ar com 3, 4 e 6 aletas por polegada, correspondendo a 118, 158 e 236 aletas por metro, respectivamente. As capacidades são apresentadas em termos do parâmetro R, em kW/K, correspondendo a dois tipos de aplicação da serpentina: sistemas com expansão seca ou com recirculação de líquido. A serpentina apresenta melhor desempenho térmico no caso da última aplicação, como seria de esperar, em virtude do refrigerante apresentar um teor maior de líquido, do que resulta um coeficiente de transferência de calor mais elevado. Para entrar na tabela, basta dividir a carga de refrigeração de projeto pela diferença desejada entre as temperaturas do ar na entrada da serpentina (condição do ambiente refrigerado) e do refrigerante (evaporação), obtendo-se, com isso, o valor de R. Deve se chamar a atenção do leitor quanto ao fato de alguns fabricantes apresentarem tabelas de capacidade, kW (ou kcal/h), relativas a uma diferença dada de temperaturas, em geral 6° C. Entretanto, alguns operam com diferenças logarítmicas ao passo que outros com diferenças lineares. Outros, ainda, trabalham com ambas as diferenças no intuito de facilitar a seleção. Informações relativas à geometria e à circulação de ar, além do nível de ruído, são geralmente incorporadas pelos fabricantes em tabelas de seleção similares à Tabela 6.5.

Tabela 6.5 — Tabela de seleção de evaporador tipo serpentina de resfriamento (Cortesia, Krack Corporation).

Modelo	R (kW/°C) exp. seca	R (kW/°C) recirc.	Aletas por polegada	Área de face (m^2)	Área de Troca (m^2)	Vazão de ar (m^3/h)	Veloc. de face (m/s)	N.° vent. -hp	Nível de ruído (dB)
1S-185	0,88	1,01	3	0,54	35	5.930	3,0	1-1/4	67
1S-200	0,95	1,15	4	0,54	45	5.734	3,0	1-1/4	67
1S-215	1,03	1,24	6	0,54	64	5.556	2,9	1-1/3	69
2S-370	1,76	2,11	3	1,08	70	11.859	3,0	2-1/4	70
2S-395	1,90	2,29	4	1,08	90	11.468	3,0	2-1/4	69
2S-430	2,06	2,47	6	1,08	129	11.112	2,9	2-1/3	71
3S-550	2,64	3,17	3	1,61	105	17.755	3,0	3-1/4	71
3S-595	2,86	3,43	4	1,61	134	17.160	3,0	3-1/4	70
3S-645	3,09	3,72	6	1,61	193	16.650	2,9	3-1/3	72
4S-735	3,54	4,25	3	2,15	140	23.701	3,0	4-1/4	72
4S-795	3,82	4,58	4	2,15	179	22.937	3,0	4-1/4	71
4S-860	4,13	4,96	6	2,15	258	22.172	2,9	4-1/3	73
5S-915	4,40	5,28	3	2,68	175	29.648	3,0	5-1/4	73
5S-990	4,76	5,71	4	2,68	224	28.628	3,0	5-1/4	72
5S-1070	5,14	6,17	6	2,68	322	27.779	2,9	5-1/3	74
6S-1100	5,27	6,33	3	3,22	210	35.509	3,0	6-1/4	74
6S-1190	5,71	6,85	4	3,22	269	34.405	3,0	6-1/4	73
6S-1290	6,18	7,43	6	3,22	386	33.301	2,9	6-1/3	75

A capacidade da serpentina em termos de uma diferença linear de temperaturas, como na Eq. (6-13), pode parecer algo estranha para aqueles que têm alguma familiaridade com as técnicas de projeto de trocadores de calor, em que se trabalha com uma diferença logarítmica. A Eq. (6-13) é uma forma alternativa, como se demonstrará a seguir. Considere-se a Fig. 6.15, onde se ilustram as variações de temperatura do ar e do refrigerante ao longo do evaporador. A taxa de transferência de calor na serpentina é igual ao produto de UA pela diferença média logarítmica de temperaturas,

...terísticas de ...respondendo a ...presentadas em ...ação da ser... A serpentina ... como seria de ... do que resulta ...a. basta dividir ...peraturas do ar ...erante (evapo- ... leitor quanto ... (ou kcal/h), ... alguns operam ... Outros, ainda, ... Informações ...almente incor- ...

...amento

... ent. ...p	Nível de ruído (dB)
...-1/4	67
...-1/4	67
...-1/3	69
2-1/4	70
2-1/4	69
2-1/3	71
3-1/4	71
3-1/4	70
3-1/3	72
4-1/4	72
4-1/4	71
4-1/3	73
5-1/4	73
5-1/4	72
5-1/3	74
6-1/4	74
6-1/4	73
6-1/3	75

...de temperaturas, ...em alguma fami- ...se trabalha com ... se demonstrará ...peratura do ar e ...na serpentina ...eraturas.

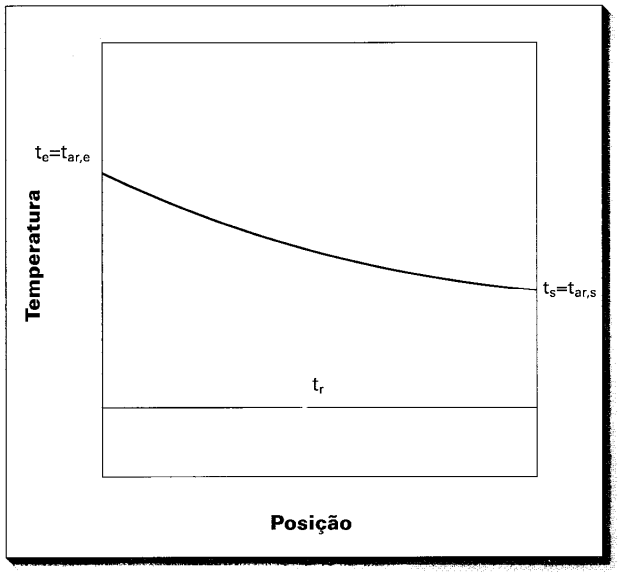


Figura 6.15 — Distribuição das temperaturas do ar e do refrigerante ao longo da serpentina.

$$q, kW = UA\left[\frac{(t_e - t_r) - (t_s - t_r)}{\ln\left(\frac{t_e - t_r}{t_s - t_r}\right)}\right] = UA\left[\frac{t_e - t_s}{\ln\left(\frac{t_e - t_r}{t_s - t_r}\right)}\right] \qquad (6\text{-}14)$$

Como a vazão de ar, m, e o seu calor específico, c_p, são constantes, pelo 1º Princípio da Termodinâmica, $q = m\, c_p\, (t_e - t_s)$, de modo que a Eq. (6-14) pode ser escrita como:

$$\frac{q}{UA(t_e - t_s)} = \frac{mc_p}{UA} = \frac{1}{\ln\left(\frac{t_e - t_r}{t_s - t_r}\right)}$$

do que resulta

$$\ln\left(\frac{t_e - t_r}{t_s - t_r}\right) = \frac{UA}{mc_p} \quad \text{e} \quad \frac{t_e - t_r}{t_s - t_r} = e^{(UA/mc_p)}$$

Rearranjando a equação acima:

$$(t_e - t_r)[e^{(UA/mc_p)}] = (t_s - t_r) = -[(t_e - t_s) - (t_e - t_r) = -\left[\frac{q}{mc_p} - (t_e - t_r)\right]$$

donde

$$q = mc_p(1 - e^{-UA/mc_p})\ (t_e - t_r) = R\ (t_e - t_r)$$

onde

$$R = mc_p(1 - e^{-UA/mc_p})$$

Verifica-se, assim, que a Eq.(6-13) é uma forma simples, mas válida, de apresentar a capacidade de refrigeração.

Como regra geral, os fabricantes apresentam tabelas de capacidade referidas à superfície "seca" da serpentina, uma vez que somente consideram a troca de calor sensível. Pode se argumentar, então, que a curva do processo na serpentina se divide em um trecho onde ocorre troca simples de calor sensível e outro onde somente calor latente é trocado, como se ilustra na Fig. 6.16. A primeira região (calor sensível) está associada ao trecho onde ocorrem variações de temperatura, enquanto a segunda (calor latente) se dá como resultado da condensação do vapor d'água do ar na superfície da serpentina.

Quando as condições do ar, associadas à temperatura superficial da serpentina, permitem a condensação de vapor d'água do ar, o calor latente envolvido nesse processo representa uma capacidade adicional da serpentina. Assim, por exemplo, em câmaras de armazenamento de verduras, em que o ambiente deve ser mantido a temperaturas na faixa entre 0 e 5° C, a serpentina pode desenvolver uma capacidade 20 a 40% superior àquela exclusivamente resultante da diferença de temperaturas, $(t_e - t_r)$. Em princípio, esse excesso de capacidade poderia ser considerado vantajoso. Entretanto, deve-se considerar o fato de que o sistema frigorífico associado à serpentina deverá arcar com aquele excesso.

A carga térmica resultante dos motores de acionamento dos ventiladores é outro aspecto que deve ser considerado pelo projetista na seleção da serpentina. Evidentemente, a posição do motor relativa à serpentina é determinante. Entretanto, na prática, a carga associada aos motores é incorporada à carga térmica do ambiente refrigerado, independentemente de sua posição.

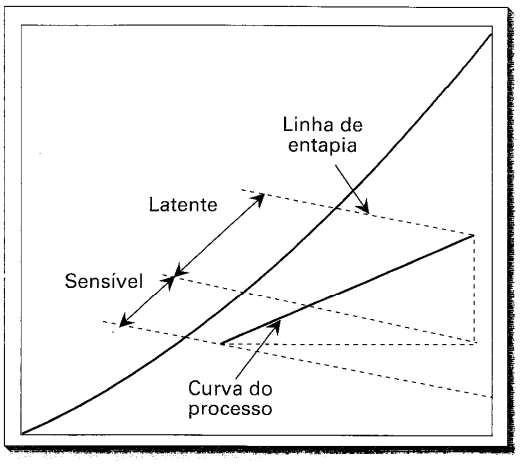


Figura 6.16 — Remoção de calor sensível e latente em uma serpentina.

Para finalizar
de temperaturas
operação das ser
e, em especial,
refrigerado, alé
serpentina. Algu
sugeridos na Tab
ambiente será

Tabela 6.6 — Difer serp

Ap
Abe
de
Ac
co

6.10 — Control

O controle da u
como no armazen
elevada para pre
resfriamento de
de névoa e o gote

Na seleção de
de umidade no a
manter umidades
calor e diferença
Ao mesmo temp
de carga às custas
ambientes de ba
de troca de calor

Um dos obje
satisfazer deter
umidificadores
reaquecimento
das aplicações em
temperaturas que
Carta Psicromét

A fim de enfa
elevada umidade
deve ser manti
cionais desse am

Para finalizar, seria interessante fazer uma referência aos valores típicos da diferença de temperaturas ($t_e - t_r$), já que a mesma exerce um papel importante na seleção e operação das serpentinas. Essa diferença de temperaturas depende do tipo de aplicação, e, em especial, do valor da umidade relativa que deverá ser mantida no espaço refrigerado, além da relação entre as cargas sensível e latente a ser desenvolvida na serpentina. Alguns valores típicos, que poderão ser considerados como referência, são sugeridos na Tabela 6.6. Na próxima seção, o efeito da serpentina sobre a umidade do ambiente será considerado em detalhe.

Tabela 6.6 — Diferenças típicas entre as temperaturas do ar na entrada da serpentina e do refrigerante para distintas aplicações.

Aplicação		$(t_e - t_r)$
Abaixo do ponto de congelamento	Armazenamento e túneis de congelamento	5,5 a 6,5°C
Acima do ponto de congelamento	Baixa umidade	11 a 17°C
	Umidade elevada	2,2 a 4,4°C

6.10 — Controle da umidade em ambientes refrigerados

O controle da umidade em ambientes refrigerados é muito importante. Em alguns casos, como no armazenamento de verduras frescas, a umidade do ambiente deve ser mantida elevada para preservar a qualidade do produto. Em outros, como no caso de câmaras de resfriamento de carnes, a umidade deve ser mantida baixa a fim de evitar a formação de névoa e o gotejamento de água sobre o produto[5].

Na seleção de serpentinas, algumas regras para satisfazer determinadas exigências de umidade no ambiente refrigerado devem ser geralmente obedecidas. Assim, para manter umidades elevadas, as serpentinas devem apresentar elevada área de troca de calor e diferença de temperaturas entre o ar e o refrigerante suficientemente reduzida. Ao mesmo tempo, a vazão de ar deve ser mantida elevada a fim de satisfazer as exigências de carga às custas de uma pequena variação na temperatura do ar. Por outro lado, em ambientes de baixa umidade, as serpentinas devem caracterizar-se por reduzida área de troca de calor e elevada diferença de temperaturas entre o ar e o refrigerante.

Um dos objetivos desta seção é o de apontar as limitações das serpentinas em satisfazer determinadas condições extremas de umidade e justificar a razão pela qual umidificadores (para aplicações de umidade ambiente elevada) ou serpentinas de reaquecimento (para aplicações de baixa umidade) podem ser necessários. A maioria das aplicações em que se exige um controle mais acurado da umidade ambiente envolve temperaturas que variam entre 0 e 10°C, razão pela qual, na Fig. 6.17 foi incluída uma Carta Psicrométrica válida para essa faixa de temperaturas.

A fim de enfatizar a dificuldade em selecionar uma serpentina para ambientes de elevada umidade, um exemplo será a seguir discutido. Trata-se de um ambiente que deve ser mantido a 1°C e 95% de umidade relativa. As demais características operacionais desse ambiente são:

Área de piso:	1.425 m^2
Volume do espaço refrigerado:	10.000 m^3
Condições exteriores de projeto:	
Temperatura de bulbo seco	35° C
Temperatura de bulbo úmido	25,5° C
Carga de refrigeração sensível, resultante de condução através das paredes, luminárias, motores e produto:	150 kW
Infiltração, estimada como sendo de 0,15 renovações por hora ou	(10.000 m^3/h) (0,15) = 1.500 m^3/h

A vazão de ar de infiltração pode ser determinada como segue:

$$\text{(Vazão de ar infiltrado)} = \frac{1.500\ m^3/h}{(3.600\ s/h)(0,895\ m^3/kg \text{ às condições exteriores})}$$

$$= 0,466 \text{ kg de ar seco/s}$$

A carga sensível associada à infiltração de ar será, então, igual a:

$$(0,466 \text{ kg/s})\ (35 - 1)\ (1,0 \text{ kJ/kgK}) = 15,8 \text{ kW}$$

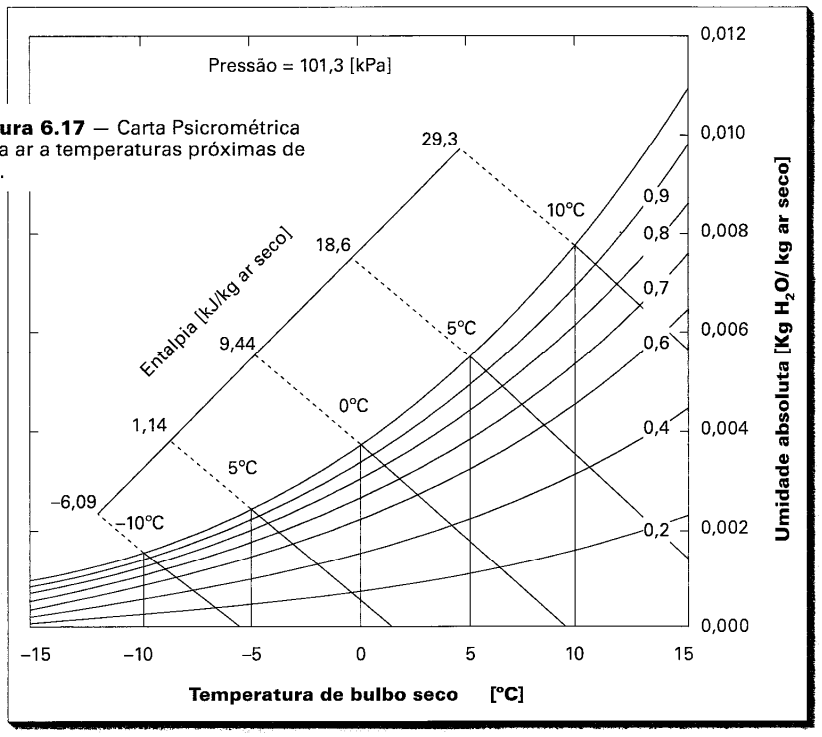


Figura 6.17 — Carta Psicrométrica para ar a temperaturas próximas de 0°C.

No process
de 0,0038 kg de
kg de vapor/kg de a
tante da infiltraçã

(C

A carga de
introduzido, po

(C

A carga tota
ções sensível e
produto da vazã

(Carga

A diferença
é de 0,64%. Tal
latente de vapori
entretanto, que a

A carga tota

sens
laten

Os valores
serpentina adequa
caso, a linha do p
reduzido valor da
comportamento
A linha do proces
mente 0° C. Assi
deve ser igual a
temperaturas do a
muito inferior ao
alternativa seria
o ar de forma a
o processo B da Fig
maior desumidifica
umidade do ar
das duas soluções

Uma situação
de carga parcial
De certo modo, a
contribuía para a
umidade do ar

*2.500 kJ/kg corresp
serpentina de refrig

No processo de infiltração ocorre uma troca de ar interior, cuja umidade absoluta é de 0,0038 kg de vapor/kg de ar seco, por ar exterior, de umidade absoluta igual a 0,017 kg de vapor/kg de ar seco. Nessas condições, a adição de "umidade" ao ambiente resultante da infiltração será igual a:

(0,466 kg/s) (0,0170 – 0,0038 kg/kg) = 0,00615 kg de vapor/s

A carga de refrigeração na serpentina, necessária para condensar esse vapor d'água introduzido, poderá ser calculada aproximadamente como

(0,00615 kg/s) (2.500 kJ/kg) = 15,4 kW*

A carga total resultante da infiltração do ar exterior será igual à soma das contribuições sensível e latente, isto é, 31,2 kW. Tal resultado também poderia ser obtido pelo produto da vazão de ar pela diferença entre as entalpias do ar exterior e do ar ambiente:

(Carga resultante da infiltração) = (0,466 kg/s)(78,0 – 10,6 kJ/kg) =
= 31,4 kW

A diferença entre este valor e o resultante da adição das cargas sensível e da latente é de 0,64%. Tal resultado seria de esperar em virtude da necessidade de estimar o calor latente de vaporização (2.500 kJ/kg) na determinação da carga latente. Deve se ressaltar, entretanto, que a diferença obtida é reduzida.

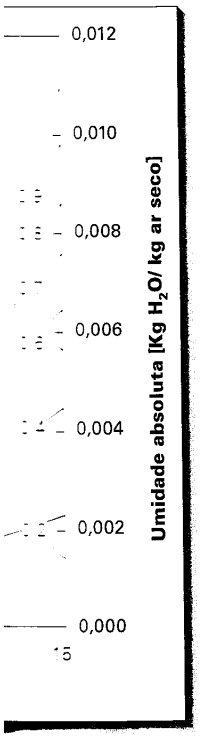
A carga total no espaço refrigerado pode, então, ser determinada:

sensível: 150 + 15,8 = 165,8 kW
latente: 15,4 kW

Os valores numéricos obtidos no exemplo ilustram a dificuldade de selecionar a serpentina adequada para manter um nível elevado de umidade no ambiente. Neste caso, a linha do processo do ar na serpentina deverá ser pouco inclinada em virtude do reduzido valor da carga latente em relação à sensível. A Fig. 6.18 ilustra, em detalhe, o comportamento da linha do processo do ar do exemplo anterior na carta psicrométrica. A linha do processo, A, intercepta a de saturação a uma temperatura de aproximadamente 0° C. Assim, pela lei da linha reta, a temperatura da superfície da serpentina deve ser igual a 0° C. Se a temperatura do refrigerante for de –1° C, a diferença entre as temperaturas do ar na entrada da serpentina e a do refrigerante será da ordem de 2° C, muito inferior aos valores típicos de referência sugeridos na seção anterior. Uma solução alternativa seria operar com uma diferença de temperaturas superior, mas umidificando o ar de forma a compensar a maior remoção de umidade na serpentina, de acordo com o processo B da Fig. 6.18. Neste, a linha do processo é mais inclinada, resultando uma maior desumidificação do ar. Assim, sem um processo auxiliar de umidificação, a umidade do ar ambiente cairia a valores inferiores à de projeto, 95%. As implicações das duas soluções sugeridas para o problema são resumidas na Tabela 6.7.

Uma situação interessante pode se apresentar quando o sistema opera em condições de carga parcial, resultante de uma redução na temperatura e umidade do ar exterior. De certo modo, a umidade introduzida com o ar exterior era interessante, uma vez que contribuía para a manutenção de elevado nível de umidade no ambiente. Quando a umidade do ar exterior é reduzida, como em condições de carga parcial, a taxa de

2.500 kJ/kg corresponde à entalpia de vaporização da água a uma temperatura característica da superfície da serpentina de refrigeração.



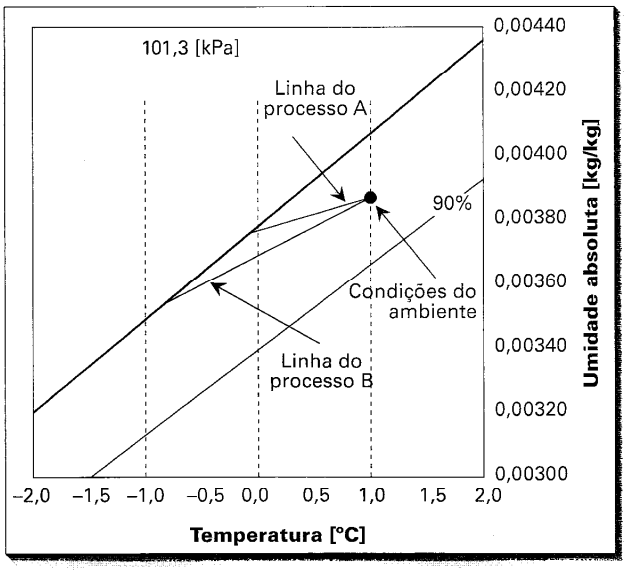
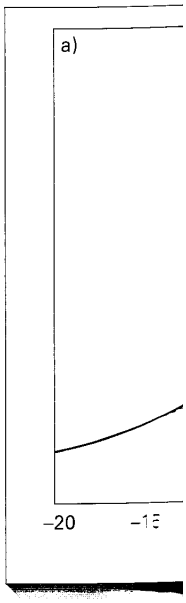


Figura 6.18 — Detalhe da Carta Psicrométrica mostrando as condições do processo do exemplo envolvendo ambientes de elevada umidade relativa.



Figuras 6.19 — Esquemas para satisfazer cond baixa umidade ambiente: a) co temperatura baixa na saída d serpentina; b) a de reaquecime ar.

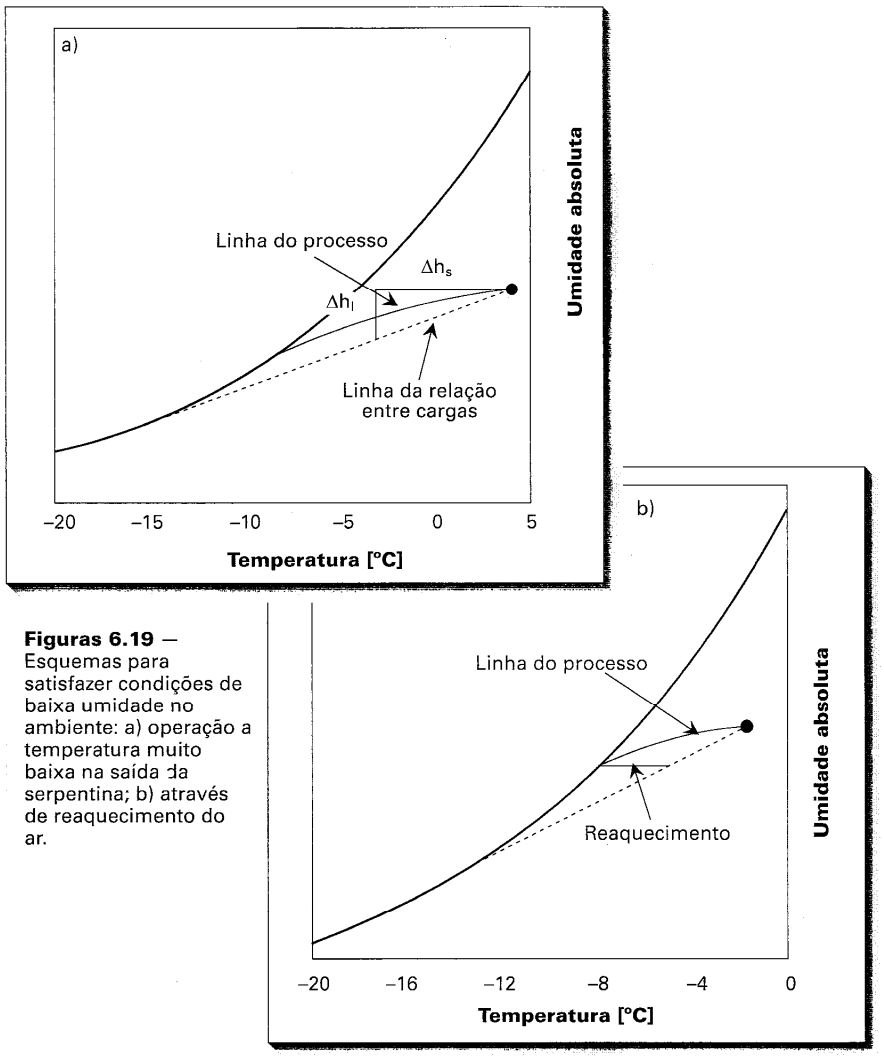
admissão de vapor d'água no ambiente diminui. Por outro lado, a carga sensível também é reduzida uma vez que as condições exteriores são mais amenas, o que permite que as serpentinas sejam operadas a diferenças inferiores entre as temperaturas do ar na entrada e do refrigerante. Assim, alguns projetistas argumentam que, uma vez satisfeitas as condições de projeto, a operação em cargas parciais não exigirá maiores cuidados.

Tabela 6.7 — Duas estratégias para manter elevadas umidades em um ambiente refrigerado.

Estratégia	Implicações
Operação com pequena diferença entre as temperaturas de entrada do ar e do refrigerante.	Serpentinas de maior área de troca de calor ou maior número de serpentinas, o que implica em um número superior de ventiladores, elevando a carga interna do ambiente.
Maior diferença entre as temperaturas do ar na entrada e do refrigerante.	Serpentinas de áreas de troca de calor inferiores ao nível típico. Carga latente adicional, pela maior remoção de umidade, resultante da adição de vapor por parte dos umidificadores.

Outro problema, oposto ao que se analisou nos parágrafos precedentes, é aquele relacionado a ambientes onde a umidade deve ser mantida em níveis reduzidos. O seguinte exemplo ilustra o tipo de dificuldade que pode aparecer e sua possível solução. Considere-se uma câmara para armazenamento de sementes, em que as seguintes condições ambientes devem ser mantidas: temperatura de 5°C e 50% de umidade

relativa, para
mente. Para
a serpentina
problema, co
fazendo com
latente, Δh_1, s
respectivamente
intercepta a



Figuras 6.19 — Esquemas para satisfazer condições de baixa umidade no ambiente: a) operação a temperatura muito baixa na saída da serpentina; b) através de reaquecimento do ar.

relativa, para cargas de refrigeração sensível e latente de 110 kW e 20 kW, respectivamente. Para satisfazer a relação entre cargas sensível e latente, o estado do ar que deixa a serpentina deve situar-se sobre a linha de relação entre cargas especificada para o problema, como ilustrado na Fig. 6.19a. A linha de relação entre cargas pode ser obtida fazendo com que a relação entre as variações de entalpia sensível, Δh_s, e de entalpia latente, Δh_l, seja igual à relação entre as cargas sensível e latente, 110 kW e 20 kW, respectivamente. Na Fig. 6.19a pode ser observado que a linha da relação entre cargas intercepta a linha de saturação a uma temperatura reduzida, da ordem de −19° C, a qual

é, evidentemente, insatisfatória. Uma solução para esse problema seria operar com temperaturas do refrigerante relativamente baixas e reaquecer o ar que deixa a serpentina, de modo a satisfazer as exigências de relação entre cargas. A Fig. 6.19b ilustra o procedimento proposto. A energia de reaquecimento não precisa necessariamente ser cedida ao ar na saída da serpentina, podendo ser aplicada em qualquer local do processo.

6.11 — Seleção e desempenho do ventilador e seu motor

Na seção 6-9 foi abordado o procedimento de seleção de serpentinas de catálogos de fabricantes sob um ponto de vista estritamente operacional. Entretanto, o processo de seleção de serpentinas, anteriormente apresentado, não esgota o assunto para o projetista, uma vez que ele deve se defrontar com algumas decisões que envolvem equipamentos auxiliares da serpentina e seu modo de operação. Assim, podem ser citados, entre outros, os seguintes itens para consideração:

- disposição do ventilador e seu motor: extração ou sopramento;
- tipo de ventilador: centrífugo ou axial;
- motor: de uma única rotação ou de rotação variável (2 rotações, por exemplo).

Deve-se observar que o fabricante é o responsável, não só pela serpentina, mas pelo ventilador e seu motor, de tal modo que a vazão de ar e as velocidades envolvidas sejam adequadas para satisfazer a capacidade de refrigeração proposta para a serpentina. O fabricante também é responsável pela seleção do motor adequado, de modo que o mesmo satisfaça as distintas condições que podem ocorrer durante a operação da serpentina, como a movimentação de ar de elevada densidade através de uma serpentina parcialmente coberta de neve, para ambientes de baixa temperatura.

Um parâmetro operacional importante, característico da interação entre o ventilador e a serpentina, é o denominado "alcance", cuja definição é algo informal em Refrigeração, embora continue guardando a mesma noção daquela da Mecânica dos Fluidos, relacionada a jatos livres. Em condicionamento de ar, o alcance é definido como a distância, a partir de uma saída, para a qual a velocidade do ar é reduzida até um valor, arbitrariamente fixo de 0,5 m/s. Em refrigeração industrial, essa distância está relacionada à existência de uma obstrução na trajetória do ar que deixa a serpentina. Pode, ainda, estar relacionada à região onde outro grupo serpentina-ventilador comece a exercer sua influência. Quando projetistas falam de um alcance, por exemplo, da ordem de 30, 60 ou 90 m, eles se referem a distâncias ao longo das quais ocorre suficiente movimento de ar para impedir a formação de bolsões de ar quente. Verifica-se que, a despeito de não haver uma clara definição, a noção de "alcance" é importante e pode ser significativamente afetada por determinadas decisões do projetista.

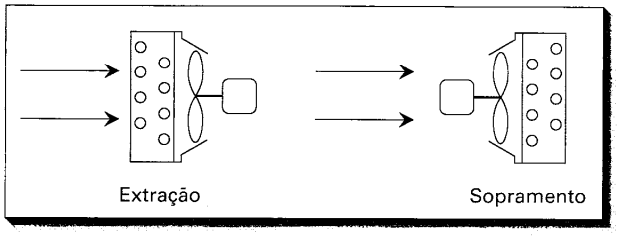
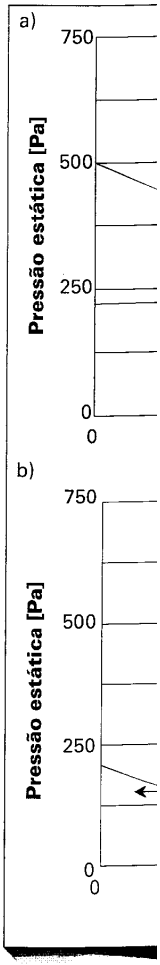


Figura 6.20 — Disposições tipo extração e sopramento do ventilador.

Figura 6.21 centrífugo. A



Quanto à
pode optar
through"),
sob o ponto
motor é ced
extração apr

Os tipos
centrífugo
observado

...a seria operar com ... ar que deixa a ...cargas. A Fig. 6.19b ... precisa necessaria... em qualquer local

...otor

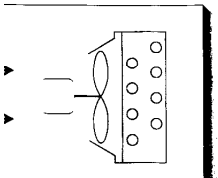
...as de catálogos de ...ento, o processo de ...ssunto para o proje... ...ões que envolvem ... Assim, podem ser

...ento:

...ões, por exemplo).

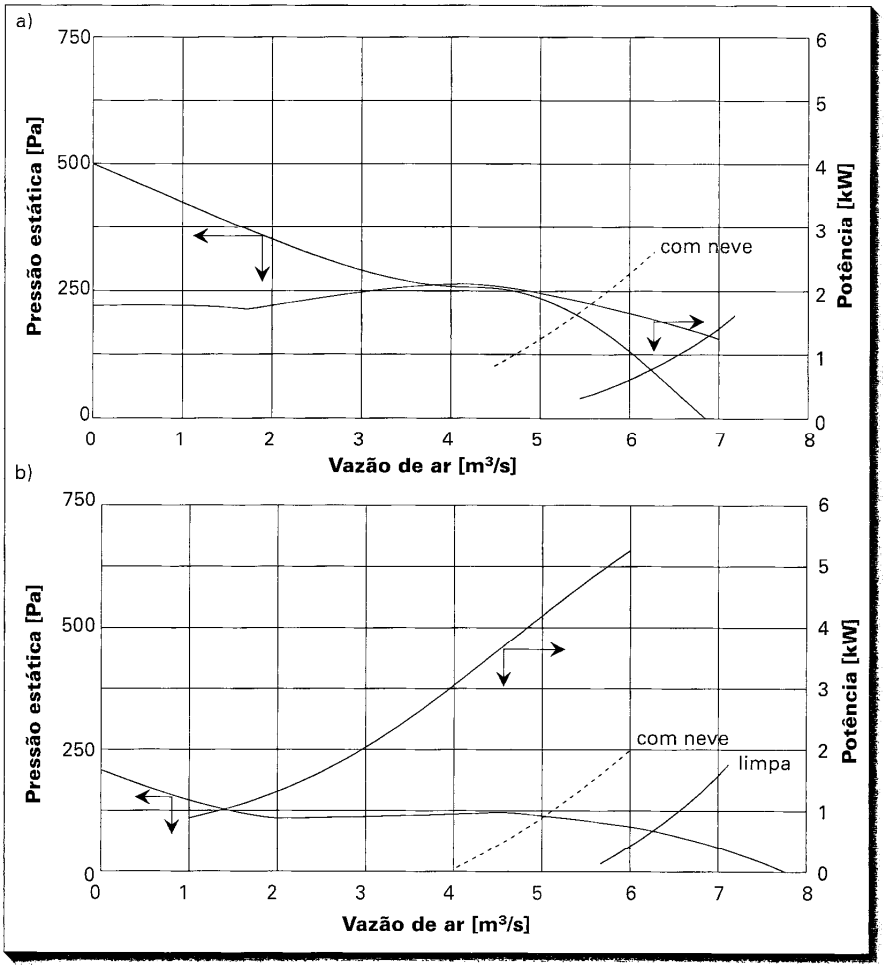
...a serpentina, mas ...idades envolvidas ...ta para a serpentina. ...do de modo que o ...nte a operação da ...es de uma serpentina ...ra

...ão entre o ventilador ...rmal em Refrigera... ...ânica dos Fluidos, ...e é definido como a ...uzida até um valor, ...a distância está rela... ...a serpentina. Pode, ...ventilador comece a ...exemplo, da ordem ...is ocorre suficiente ...ta. Verifica-se que, a ...importante e pode ...ista.



Sopramento

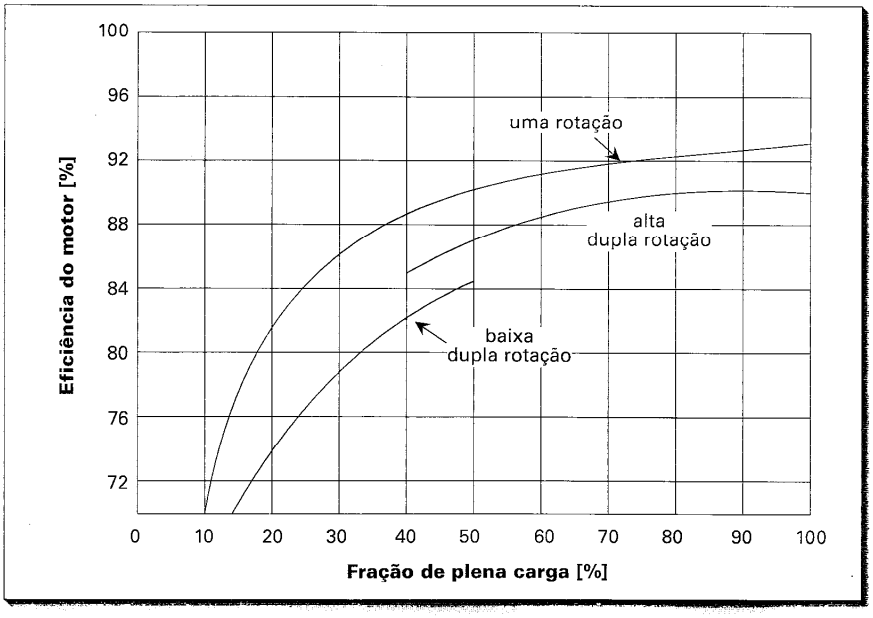
Figura 6.21 — Curvas características de: a) ventilador axial; b) ventilador centrífugo. A rotação é mantida constante em ambos os casos.



Quanto à localização do ventilador e seu motor em relação à serpentina, o projetista pode optar por sistemas do tipo extração ("draw-through") ou sopramento ("blow-through"), como se mostra na Fig. 6.20. O sistema tipo sopramento é mais vantajoso sob o ponto de vista térmico, uma vez que o calor dissipado pelo conjunto ventilador-motor é cedido ao ar antes da entrada na serpentina. Por outro lado, o sistema do tipo extração apresenta melhores características sob o aspecto "alcance".

Os tipos de ventilador utilizados no movimento do ar através de serpentinas são o centrífugo e o axial. Suas curvas características diferem um pouco, como pode ser observado nas Figs. 6.21a e 6.21b. Em casos onde a resistência ao escoamento do ar

Figura 6.22 — Eficiências de motores de simples e dupla rotação.



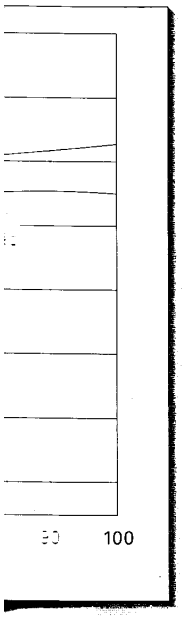
permanece constante, independentemente das condições operacionais, tanto a vazão quanto a potência necessária ao acionamento do motor permanecerão constantes. Entretanto, na movimentação de ar através de serpentinas de refrigeração, a resistência varia à medida que neve se acumula sobre a superfície quando esta opera a baixas temperaturas. Nas Figs. 6,21a e 6,21b, duas curvas pressão-vazão são superpostas, correspondendo a condições da serpentina limpa e com acúmulo de neve. Uma das diferenças entre os tipos de ventilador acima mencionados aparece neste ponto. Assim, enquanto a potência, no caso do ventilador axial, aumenta à medida que se acumula neve sobre a superfície da serpentina, no ventilador centrífugo, diminui. Apesar dessa vantagem do ventilador centrífugo, o axial é muito mais utilizado por apresentar as vantagens de tornar o sistema mais compacto e livre de manutenções, além de apresentar melhor eficiência em pressões estáticas reduzidas, características da operação de serpentinas. O ventilador centrífugo apresenta uma desvantagem adicional relacionada à correia de acionamento, cuja vida útil é significativamente reduzida em aplicações de baixa temperatura. Por outro lado, um ventilador centrífugo, associado a uma disposição do tipo "extração", seria vantajoso em aplicações onde se requer um longo alcance.

Para finalizar, a questão relacionada ao controle de capacidade da serpentina deveria ser abordada através de sua relação com a circulação de ar. Alguns métodos de redução da capacidade podem ser citados:

- corte da alimentação de refrigerante
- elevação da temperatura de evaporação
- parada do ventilador

- redução da vazão de ar pela serpentina, através de um motor de acionamento do ventilador dotado de um dispositivo que permita operação a duas rotações.

Um aspecto atraente do motor de dupla rotação está relacionado ao fato da pressão estática cair para um 1/4 do valor a rotação plena quando a rotação do motor é reduzida à metade, enquanto a potência experimenta uma queda para 1/8. A potência elétrica do motor de acionamento pode não sofrer uma redução tão significativa quanto aquela experimentada pela potência "hidráulica" do ventilador, dadas as características de eficiência ilustradas na Fig. 6.22. Entretanto, a vantagem de um motor de dupla rotação é evidente sob o ponto de vista do consumo energético. Deve-se, ainda, observar que, genericamente, as velocidades de face típicas de serpentinas de refrigeração variam entre 3.5 e 5 m/s para operação em baixas temperaturas. Para serpentinas que operam a temperaturas mais elevadas (acima de 0° C), as velocidades de face são limitadas a um máximo de 3 m/s, para evitar o arrasto da água condensada na superfície. Para atingir alcances da ordem de 60 m, a velocidade do ar na saída do ventilador em uma disposição do tipo extração deve atingir valores em torno de 20 m/s.



...tanto a vazão ...erão constantes. ...ção, a resistência ...opera a baixas ...são superpostas, ...de neve. Uma das ...este ponto. Assim, ...da que se acumula ... Apesar dessa ...apresentar as ...além de apresentar ...s da operação de ...onal relacionada ...em aplicações de ...uma disposição ...longo alcance.

...serpentina deveria ...idos de redução

6.12 — O número de serpentinas e sua localização

O número de serpentinas, sua disposição no ambiente refrigerado e a descarga do ar são aspectos interrelacionados, dependentes da geometria do ambiente e das disposições do forro e do produto. O número de serpentinas, cuja capacidade total deve ser superior ou igual à carga de refrigeração, resulta de um compromisso entre, por exemplo, custo inicial e a necessidade de evitar a formação de "bolsões" de ar quente. Assim, se por um lado, um número reduzido de serpentinas implica em custos inicial e de manutenção menores, devido à redução na quantidade de tubos, válvulas e controles, por outro, a distribuição da carga total de refrigeração por um número maior de serpentinas é interessante na prevenção de "bolsões" de alta temperatura no interior do espaço refrigerado. Este aspecto é fundamental na escolha do número de serpentinas e sua disposição. Algumas regras gerais, normalmente seguidas pelos projetistas, poderiam ser enumeradas:

- selecionar as serpentinas dispondo-as de modo que o alcance varie entre 30 e 60 m;
- promover a descarga de ar ao longo das vigas;
- dirigir o ar no sentido descendente em corredores;
- dirigir o ar no sentido descendente através de serpentinas dispostas no forro, em câmaras de elevado pé direito;
- circular o ar ao longo das portas, nunca através delas.

O ar é descarregado por intermédio de dutos nos casos em que a distribuição é feita a longas distâncias. No entanto, na grande maioria das aplicações, o ar refrigerado na serpentina é diretamente descarregado no ambiente. Em certos casos, as serpentinas são dispostas próximas ao piso da câmara, por facilidade de manutenção, sendo o ar dirigido através de dutos para a região de insuflamento, como se mostra na. Fig. 6.23. Neste caso, registros devem ser instalados nos dutos de ar, que deverão ser fechados durante o degelo da serpentina, a fim de evitar que o degelo seja retardado em virtude do efeito de chaminé resultante da presença da serpentina quente. Além disso, os registros impedem o insuflamento de ar quente sobre o produto.

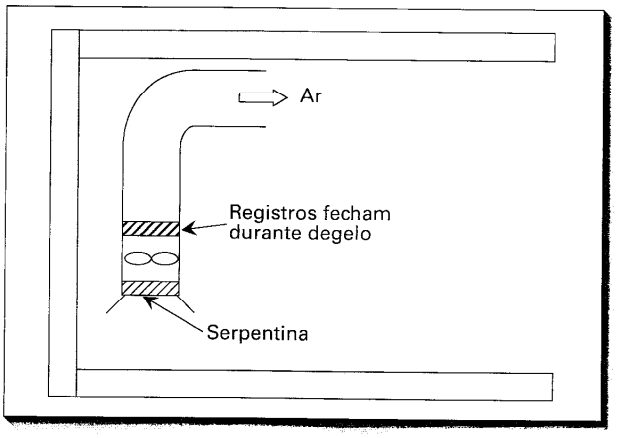


Figura 6.23 — Serpentina montada ao nível do piso.

Uma disposição das serpentinas que está crescendo em popularidade é o seu agrupamento em espaços confinados, permitindo acesso para manutenção, através de porta situada no forro, como ilustrado na Fig. 6.24. Um piso de tela metálica permite a circulação do pessoal de manutenção no interior da câmara das serpentinas. Nesses casos, o ar é conduzido através de dutos para a região de insuflamento, situada em nível inferior.

Figura 6.24 — Agrupamento das serpentinas numa câmara para facilidade de manutenção.

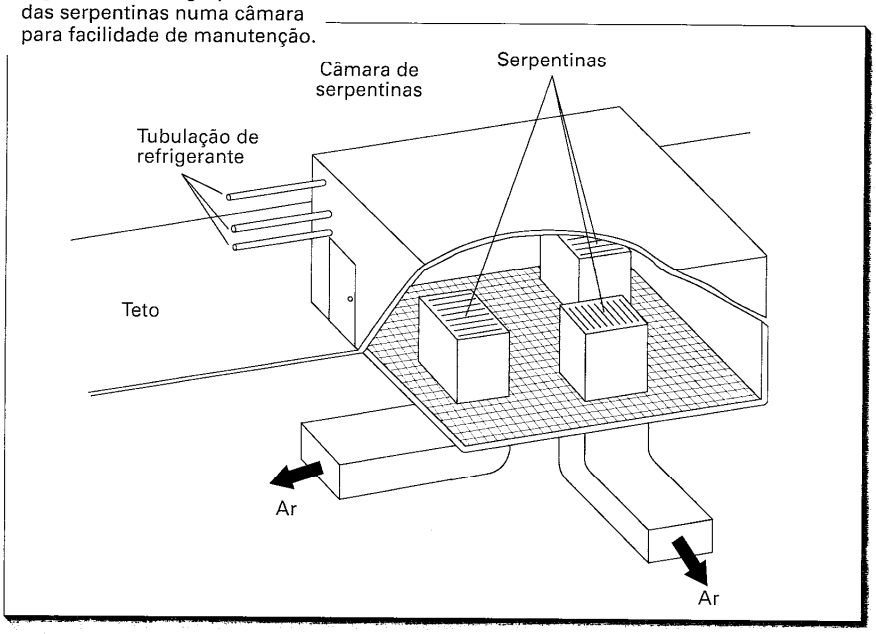
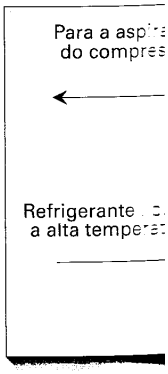


Figura 6.25 — associada a ser



6.13 — Méto vazã

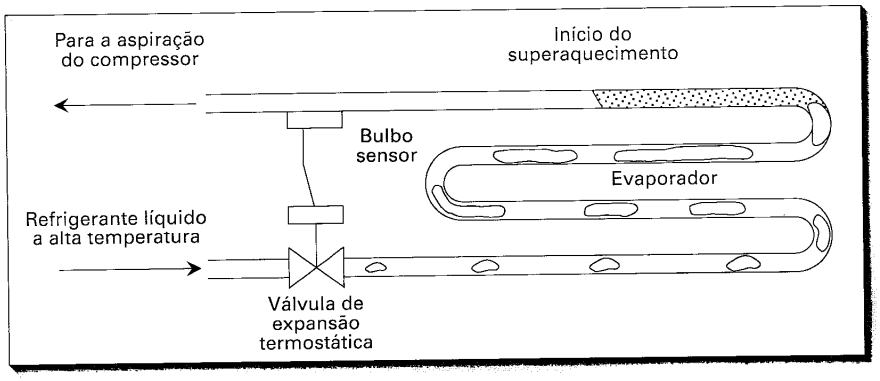
Os três modos p

- válvula
- evap
- recir

No primeiro vazão de refrig Segundo esse p variações no su propicia uma ar o superaquec de carga térmi evaporador a direta", consti seção. Ele é, ger aplicações com terísticas são d cimento do refri da serpentina é devido às bai controle à vál ções mais deta

No evap serpentina se d os tubos, mas circulado a um superfícies inte coeficientes de

Figura 6.25 — Válvula de expansão termostática associada a serpentina de "expansão direta".



6.13 — Métodos de introdução do refrigerante e controle de sua vazão

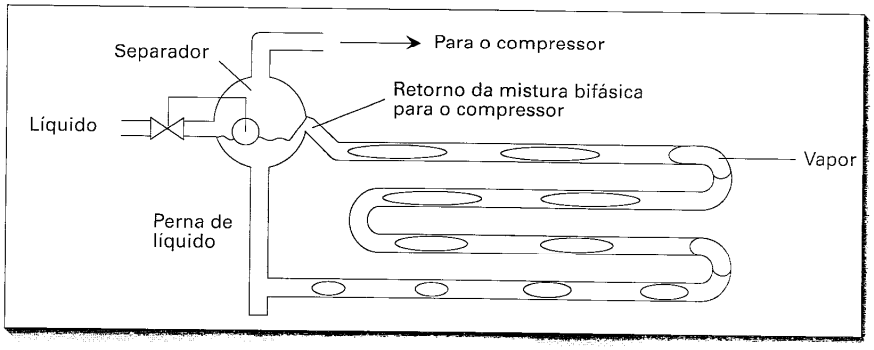
Os três modos principais de alimentação e controle do refrigerante líquido são:

- válvula acionada pelo superaquecimento do refrigerante;
- evaporador inundado;
- recirculação forçada de líquido.

No primeiro caso, uma válvula, denominada de expansão termostática, regula a vazão de refrigerante líquido enviado ao evaporador, como ilustrado na Fig. 6-25. Segundo esse procedimento, o bulbo sensor, localizado na saída do evaporador, detecta variações no superaquecimento do vapor de refrigerante na saída do evaporador, o que propicia uma atitude de controle adequada por parte da válvula de expansão. Assim, se o superaquecimento se eleva acima de um valor preestabelecido, indicando um aumento de carga térmica, a válvula se abre, permitindo uma vazão maior de refrigerante. O evaporador alimentado pela válvula de expansão termostática é do tipo "expansão direta", constituindo-se, provavelmente, no mais barato dos três tipos descritos nesta seção. Ele é, geralmente, utilizado em associação com refrigerantes halogenados, embora aplicações com amônia possam ser encontradas. As temperaturas de evaporação características são de moderadamente baixas a altas. A temperaturas baixas, o superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador impõe severas restrições na capacidade da serpentina e na sua eficiência de operação. Aplicações com amônia são mais raras devido às baixas vazões de refrigerante a ela associadas, que causam dificuldades de controle à válvula de expansão termostática. No Capítulo 10 serão fornecidas informações mais detalhadas a respeito desse tipo de controle.

No evaporador inundado, Fig. 6.26, a circulação de refrigerante pelos tubos da serpentina se dá em virtude da diferença no peso da coluna entre a perna de líquido e os tubos, nos quais ocorre uma mistura de líquido e vapor. O refrigerante líquido é circulado a uma taxa superior àquela em que se evapora. Com isso, garante-se que as superfícies interiores dos tubos da serpentina permaneçam molhadas, propiciando coeficientes de transferência de calor elevados. O vapor formado é separado no tanque

Figura 6.26 — Um evaporador inundado.



de armazenamento, também denominado de separador de líquido, de onde é enviado à linha de aspiração do compressor. Uma válvula controladora de nível faz com que a quantidade de líquido admitida no separador seja igual àquela que se evaporou na serpentina.

Os evaporadores inundados apresentam algumas vantagens sobre os de expansão direta, podendo se citar entre elas as seguintes:

- as superfícies interiores dos tubos são utilizadas de maneira mais eficiente, uma vez que são mantidas molhadas;
- problemas na distribuição do refrigerante em circuitos paralelos são menos severos;
- vapor saturado, ao invés de superaquecido, é admitido na linha de aspiração, permitindo que a temperatura do refrigerante na aspiração do compressor assuma valores relativamente reduzidos, o mesmo ocorrendo com a de descarga.

Por outro lado, o evaporador inundado apresenta algumas desvantagens, entre as quais podem ser citadas as enumeradas a seguir:

- maior custo inicial;
- maior inventário de refrigerante para preencher o tanque separador de líquido e o evaporador propriamente dito;
- acúmulo de óleo no separador de líquido e no evaporador, com a conseqüente necessidade de removê-lo periodicamente.

O terceiro modo principal de alimentação do evaporador é o de recirculação de líquido, um esquema ilustrativo do qual pode ser visto na Fig. 6.27, Como se nota na figura, o refrigerante é circulado pela ação de um dispositivo mecânico. A exemplo do caso anterior, neste, a taxa de admissão de líquido no evaporador é superior à taxa de formação de vapor, de modo que a mistura líquido-vapor que deixa o evaporador deve ser enviada ao tanque de separação, de onde o líquido é extraído por uma bomba ou por pressão de gás para ser recirculado no evaporador. Uma válvula controladora de nível regula a entrada de refrigerante líquido no separador. O sistema de recirculação, além de preservar as vantagens do inundado, como coeficientes de transferência de

Figura 6.27 — Recirculação fo
líquido.

calor elevados
favoráveis com
facilitando sua

6.14 — Forma

A formação de
vapor d'água pas
neve ocorre qua
assume valores
ocorre quando
sério problema p
uma vez aceita a
ar a baixas te
periodicamente
destacam: 1) o a
do ar, sem dúvi
formação de ne
manter constan
progressivamente
o valor de U não
de circulação de
pelo ar é afetada

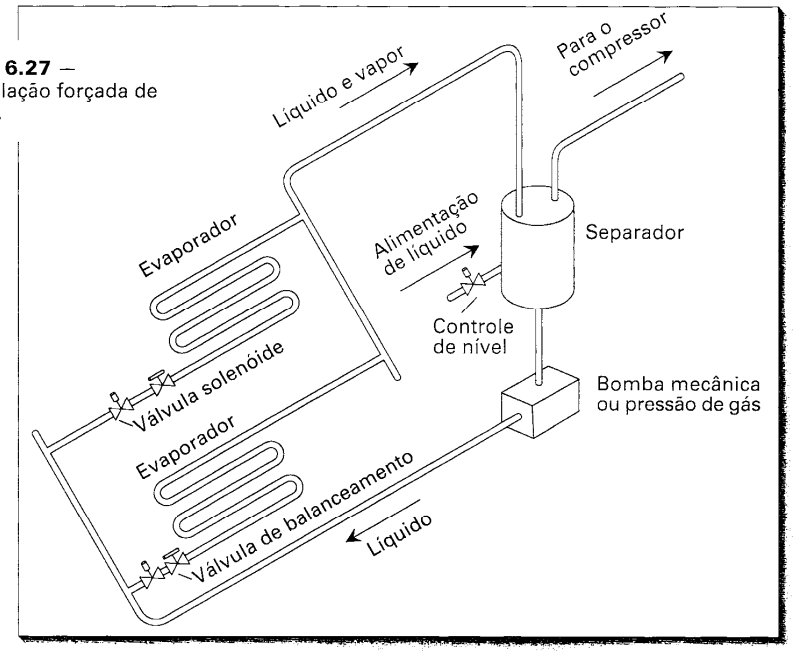


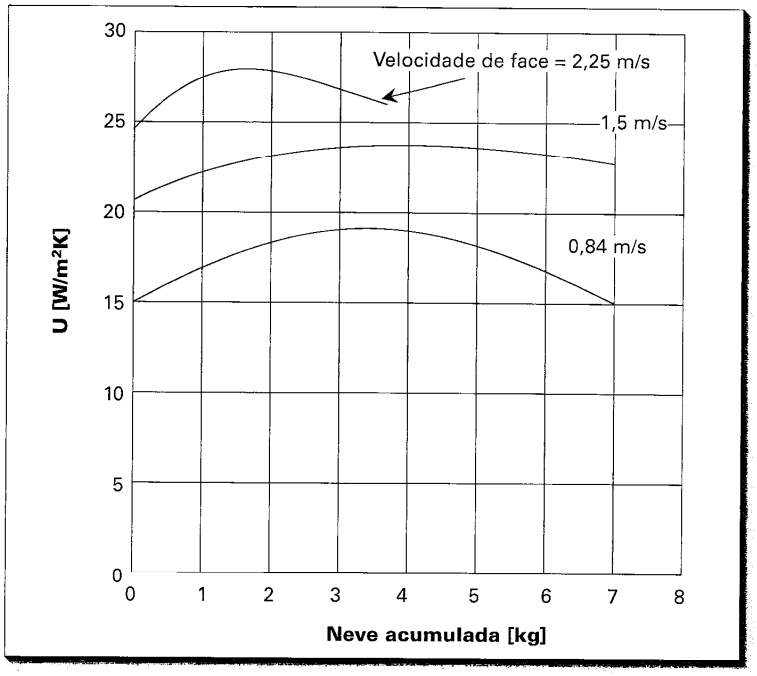
Figura 6.27 — Recirculação forçada de líquido.

calor elevados e vapor saturado na linha de aspiração, se caracteriza por aspectos favoráveis como facilidade de manutenção e retorno de óleo ao separador de líquido, facilitando sua remoção.

6.14 — Formação de neve em serpentinas de baixa temperatura

A formação de neve, uma forma de cristalização da água no estado sólido, ocorre quando vapor d'água passa diretamente ao estado sólido. Em uma serpentina, a deposição de neve ocorre quando a temperatura das superfícies, além de inferior à de orvalho do ar, assume valores menores que 0° C. A formação de gelo sobre as superfícies da serpentina ocorre quando do recongelamento da neve fundida. A formação de neve apresenta um sério problema para a operação da serpentina, não havendo meios de evitá-la. Assim, uma vez aceita a inevitabilidade da formação de neve em processos de resfriamento de ar a baixas temperaturas, os seus efeitos podem ser minimizados, removendo-a periodicamente. Dentre os efeitos mais perniciosos da neve no evaporador, dois se destacam: 1) o aumento da resistência térmica; 2) o aumento da resistência à circulação do ar, sem dúvida, o mais crítico. A fim de avaliar o desempenho de serpentinas com formação de neve, ensaios foram realizados em laboratório[9]. Os testes consistiam em manter constante a velocidade de circulação do ar, enquanto neve se acumulava progressivamente sobre a superfície. Os resultados ilustrados na Fig. 6.28 mostraram que o valor de U não era significativamente afetado pelo acúmulo de neve desde que a velocidade de circulação de ar fosse mantida constante. Por outro lado, a queda de pressão experimentada pelo ar é afetada de forma significativa, como se observa na Fig. 6.29.

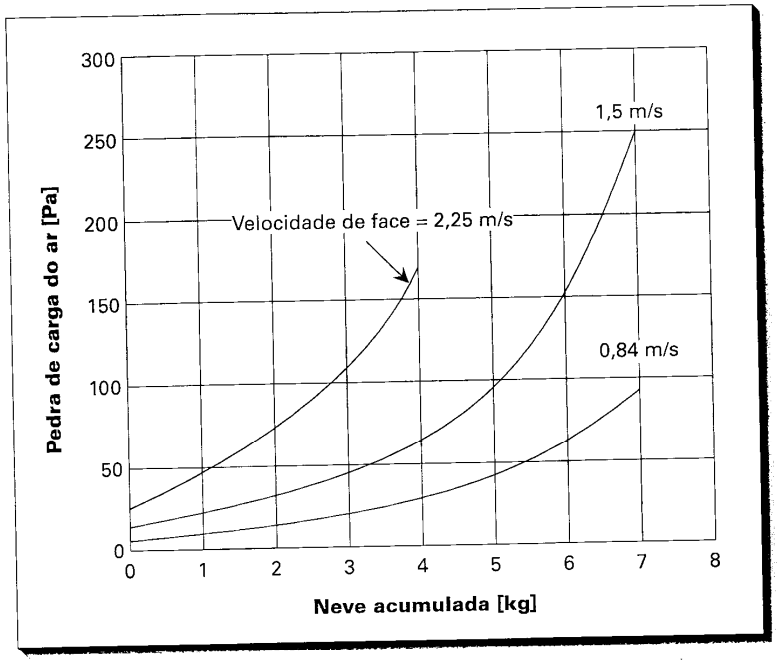
Figura 6.28 — Efeito do acúmulo de neve sobre o coeficiente global de transferencia de calor, U, em uma serpentina de 5 fileiras de tubos em profundidade, para três velocidades de circulação de ar[9]. O espaçamento entre aletas da serpentina era de 6,3 mm e as condições de entrada do ar, de 0°C de temperatura e 72% de umidade relativa.



As unidades ventilador-serpentina que operam no campo não podem manter constante a vazão de ar com o acúmulo de neve, como ocorreu nos ensaios das Figs. 6.28 e 6.29. Na realidade, como resultado das características operacionais (curva pressão-vazão) do ventilador, à medida que neve se acumula nas superfícies da serpentina, aumenta a resistência ao escoamento do ar, com conseqüente diminuição da vazão (ver Fig. 6.21). Como resultado direto da redução da vazão de ar e de sua velocidade, o coeficiente global de transferência de calor é significativamente afetado, como se observa na Fig. 6.28, reduzindo-se, com isso, a taxa de transferência de calor na serpentina. O efeito combinado da neve sobre o ventilador e a serpentina sugere a adoção de um critério objetivo para o início do degelo: a adoção de um valor adequado da queda de pressão através da serpentina.

Na seleção de serpentinas para operação com deposição de neve, o projetista deve preferir aquelas que apresentam uma área de transferência de calor elevada, além de um significativo espaçamento entre aletas. Os resultados da Fig. 6.30 corroboram tais sugestões[10]. Assim, verifica-se que serpentinas com maior espaçamento entre aletas estão muito menos sujeitas a elevações prematuras da queda de pressão com o acúmulo

Figura 6.29 — Variação da queda de pressão na serpentina com acúmulo de neve para as mesmas condições da Fig. 6.28.



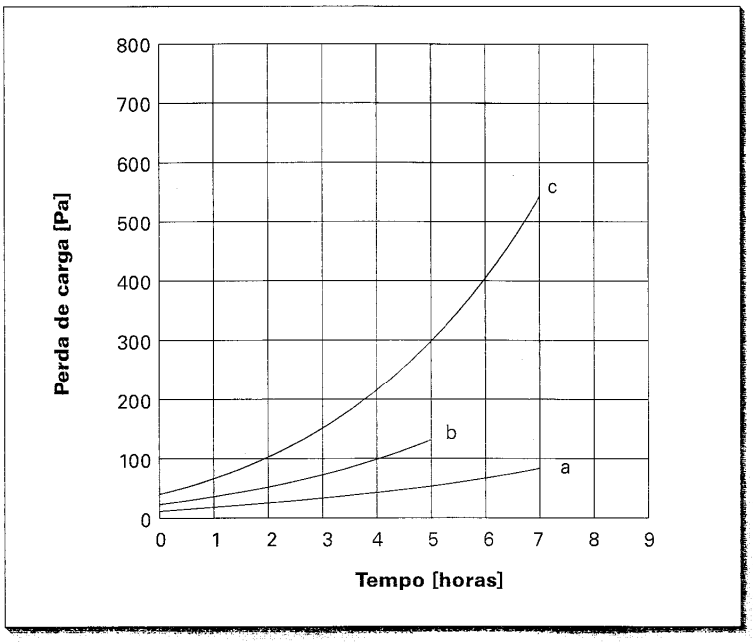
de neve sobre a superfície. Por outro lado, serpentinas de elevada área de troca de calor permitem a operação com reduzida diferença entre as temperaturas de entrada do ar e do refrigerante, do que resulta uma redução na taxa de remoção de umidade do ar e, portanto, uma diminuição na taxa de deposição de neve sobre a superfície.

6.15 — Métodos de degelo de serpentinas

Os métodos mais comuns de degelo de serpentinas de refrigeração industrial são[11]: por ar, por água, elétrico e por gás quente. O degelo por ar assume distintas formas. Em espaços refrigerados que operem a temperaturas superiores a 2° C é possível utilizar o próprio ar ambiente para degelar a serpentina, desde que a circulação de refrigerante seja cortada. O processo é lento, de modo que o projetista deve considerar que as serpentinas que permanecem em operação durante o degelo satisfaçam a carga de refrigeração. Outra forma de promover o degelo utilizando-se ar é pela instalação da(s) serpentina(s) em um espaço ao qual têm acesso dutos que conduzem ar quente exterior. Durante operação normal, registros instalados nesses dutos impedem o acesso do ar externo.

O degelo por água é um procedimento muito popular, perdendo na atualidade somente para aquele em que se utiliza gás quente. A água permite um degelo relati-

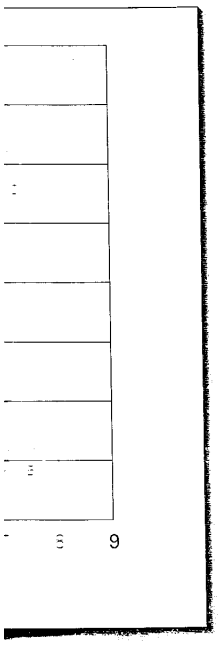
Figura 6.30 — Incremento da queda de pressão do ar para serpentinas de distintos espaçamentos entre aletas. A velocidade de face foi mantida entre 3,2 e 3,4 m/s e a umidade relativa do ar na entrada foi de 82%. Espaçamento entre aletas: curva a, 15 mm; curva b, 10 mm, curva c; 7,5 mm[10].



vamente rápido, mesmo em aplicações onde o ar ambiente é mantido a temperaturas da ordem de −40° C. O processo consiste em espargir água sobre a serpentina, drenando a água fria resultante para fora do espaço refrigerado. A temperatura da água deve situar-se em torno de 18° C para uma operação satisfatória, ao passo que sua vazão não deve ser inferior a 2 ou 3 kg/s m^2 de área de face. Em certos casos, utiliza-se o calor rejeitado no condensador do ciclo frigorífico para aquecer a água de degelo.

Algumas providências devem ser tomadas na instalação de sistemas de degelo por água:

- em espaços refrigerados que operem a temperaturas inferiores a 0° C, a válvula de bloqueio da água de degelo deve ser instalada fora do espaço refrigerado;
- tanto a linha de alimentação de água quanto a de drenagem devem ser instaladas com inclinação variando entre 1 por 10 e 1 por 15 no sentido do escoamento;
- as linhas de alimentação e de drenagem não são isoladas termicamente, o que pode provocar a formação de uma pequena camada de gelo na superfície interior durante a operação normal da serpentina. Essa camada entretanto, é rapidamente removida pela água no início do degelo.



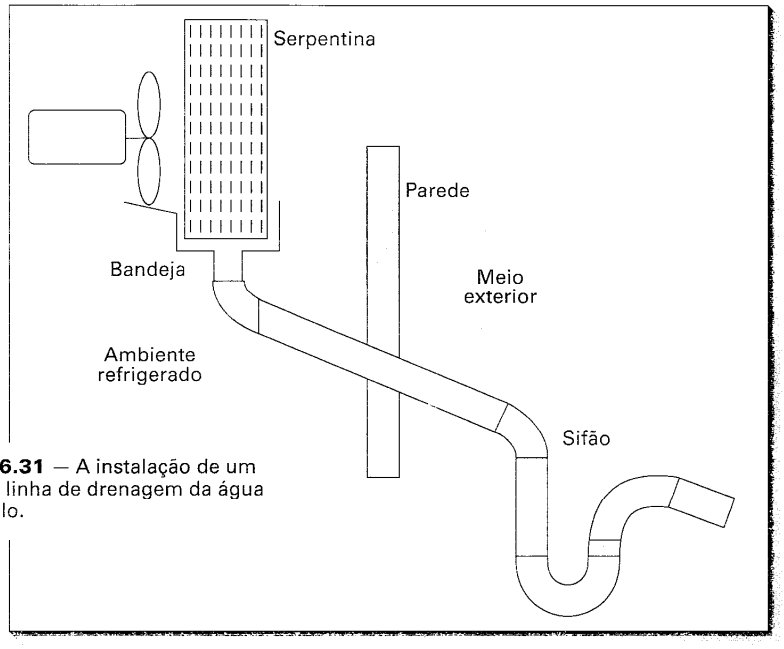


Figura 6.31 — A instalação de um sifão na linha de drenagem da água de degelo.

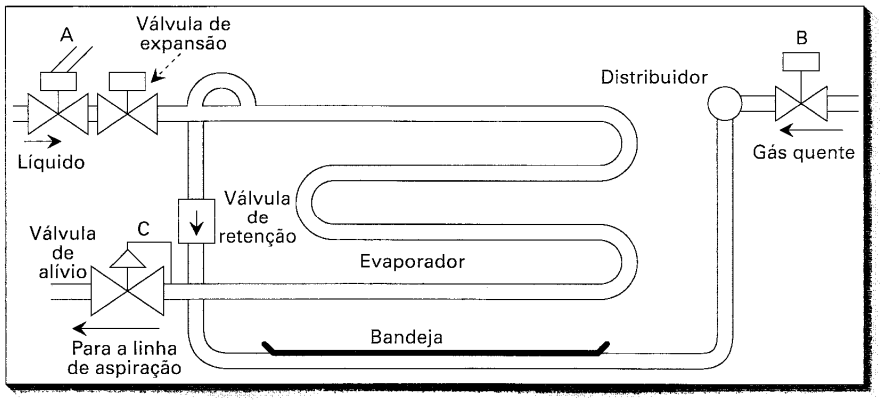
O degelo elétrico é obtido através de uma resistência instalada de forma a garantir um bom contato térmico com a serpentina. Uma solução freqüentemente utilizada é a inserção de uma resistência tubular durante a montagem da serpentina, constituindo um tubo não ativo. O custo inicial do degelo elétrico é, provavelmente, o menor entre todas as opções. Entretanto, o seu custo operacional pode ser elevado em virtude do consumo de energia elétrica que requer.

Independentemente do sistema de degelo adotado, deve-se prever a instalação de um sifão do lado externo ao espaço refrigerado, como ilustrado na Fig. 6.31. O sifão permite a formação de um "tampão" de água que impede fugas de ar frio para o exterior em disposições de ventilador do tipo sopramento, ou a admissão de ar exterior quando se utiliza a disposição do tipo aspiração.

6.16 — Degelo por gás quente

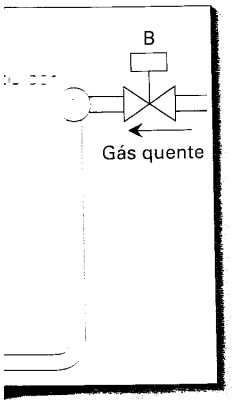
O método consiste em interromper o suprimento de líquido ao evaporador, substituindo-o pelo de vapor de refrigerante a alta pressão. Para garantir um rápido degelo, a temperatura de saturação deve ser mantida em níveis suficientemente elevados pela ação de uma válvula de controle de pressão instalada na saída do evaporador. Assim, durante o degelo, a serpentina se comporta como um condensador. Diversos arranjos de tubos e válvulas podem ser utilizados. O arranjo escolhido (como discutido na Seção 6-13) depende do modo de alimentação do evaporador e de como o vapor é introduzido na serpentina: pela parte superior ou inferior. A Referência 12 é uma publicação, largamente utilizada, sobre distintos procedimentos de degelo por gás quente.

Figura 6.32 — Arranjo de tubulação e controle para o sistema de degelo por gás quente de um evaporador do tipo expansão direta.



A disposição dos tubos e o esquema de controle para o degelo por gás quente de um evaporador do tipo expansão direta são mostrados esquematicamente na Fig. 6.32. De acordo com o procedimento sugerido naquela figura, a válvula de solenóide A se fecha quando o degelo tem início, enquanto a válvula B se abre. A válvula C, que se mantém aberta durante a operação normal, é desenergizada quando do início do degelo, passando a atuar como controladora da pressão a montante. Assim, se a pressão no evaporador fosse ajustada para 600 kPa durante o degelo de um evaporador de amônia, a válvula C deveria se fechar ainda mais, caso a pressão tendesse a cair abaixo do nível de ajuste. Desse modo, a válvula C faz com que a pressão no interior das serpentinas não diminua, mantendo a temperatura dos tubos suficientemente elevada para promover um degelo adequado. Em geral, antes de penetrar nos tubos da serpentina, o gás quente aquece a bandeja de drenagem que deve ser mantida a uma temperatura superior a 0° C para evitar o recongelamento da água da serpentina. No caso de evaporadores múltiplos, podem ser instalados controles individuais ou por grupo, de modo que todos sejam degelados simultaneamente. Neste caso, um distribuidor de gás quente deve ser previsto, como ilustrado na Fig. 6.32. A fim de evitar que o refrigerante controlado por uma válvula de expansão migre para outro evaporador através do distribuidor de gás quente durante a operação normal, recomenda-se a instalação de uma válvula de retenção, como sugerido na Fig. 6.32. Essa válvula é, geralmente, fornecida pelo próprio fabricante da serpentina, que também é responsável pela tubulação de aquecimento da bandeja. Como regra geral, o fabricante não sabe de antemão se a serpentina será degelada individualmente ou em grupo, caso em que a válvula de retenção deverá ser instalada. Para concluir, um aspecto que deve, ainda, ser considerado é o tratamento a ser dado à mistura de vapor e líquido de refrigerante que deixa a serpentina durante o degelo. Como indicado na Fig. 6.32, a mistura não é enviada diretamente para o compressor em virtude da presença de líquido no gás de aspiração. Assim, dispositivos de vaporização do refrigerante líquido, ou mesmo o seu armazenamento para posterior vaporização, devem ser previstos no projeto da instalação.

A disposição típica da tubulação e os controles relacionados ao degelo de evaporadores em sistemas de recirculação de líquido são mostrados esquematicamente



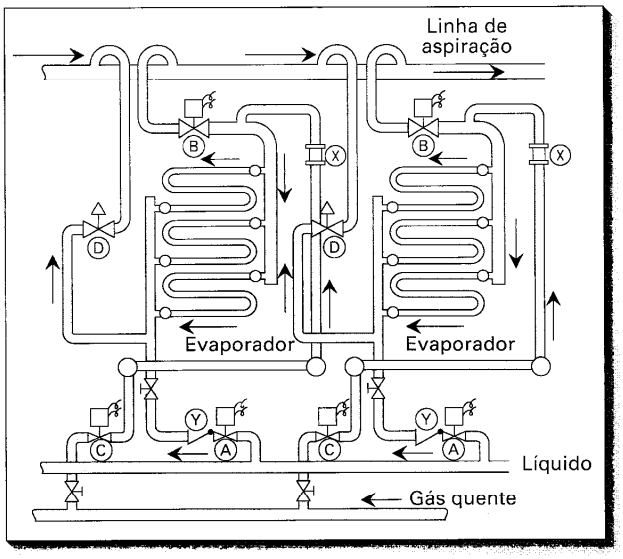


Figura 6.33 — Tubulações e válvulas para degelo de evaporadores do tipo recirculação forçada de líquido, com alimentação do gás quente pela parte superior da serpentina.

por gás quente de
mente na Fig. 6.32.
de solenóide A se
válvula C, que se
do início do degelo,
se a pressão no
rador de amônia,
abaixo do nível
das serpentinas
elevada para promover
tina, o gás quente
ura superior a 0° C
radores múltiplos,
que todos sejam
deve ser previsto,
controlado por uma
dor de gás quente
válvula de retenção,
próprio fabricante
mento da bandeja.
na será degelada
deverá ser instalada.
mento a ser dado à
durante o degelo.
para o compressor
vos de vaporização
erior vaporização,

dos ao degelo de
esquematicamente

na Fig. 6.33. No exemplo dessa figura, o refrigerante líquido é alimentado pela parte inferior da serpentina durante a operação normal, ao passo que o gás quente é introduzido pela parte superior durante o degelo. Em operação normal, as válvulas de solenóide A e B permanecem abertas e a C fechada. A válvula A permite que o refrigerante líquido, proveniente da bomba de recirculação, entre no evaporador, enquanto a válvula B permite a saída da mistura líquido-vapor do evaporador para o separador de líquido. Uma vez iniciado o degelo, as válvulas A e B se fecham e a C é aberta. Com isso, interrompe-se a alimentação de refrigerante líquido, admitindo-se gás quente a alta pressão através da válvula C. Este entra no evaporador pela parte superior através do distribuidor. A saída do gás quente é restringida pela válvula de alívio (controladora de pressão) D, que exerce o mesmo papel de sua congênere nos evaporadores do tipo expansão direta, qual seja, a de manter a pressão relativamente elevada na serpentina durante o degelo, a fim de garantir uma temperatura mínima da superfície. A válvula D permanece fechada durante a operação normal, abrindo-se em função da pressão reinante na serpentina durante o degelo. Se esta tende a diminuir, a válvula D deve se fechar, garantindo a pressão preestabelecida na serpentina. O valor dessa pressão deve girar em torno de 600 kPa para a amônia. A válvula de alívio permite a passagem da mistura líquido-vapor para a linha de aspiração.

Como pode ser observado na Fig. 6.33, duas válvulas de retenção, designadas por X e Y, são instaladas no circuito. A válvula X é instalada entre a parte superior da serpentina (entrada do gás quente no distribuidor) e a bandeja de drenagem, situada logo após a válvula C. O objetivo da válvula X é o de impedir a possível circulação de refrigerante líquido pela tubulação de aquecimento da bandeja, o que causaria o seu resfriamento abaixo da temperatura do ar ambiente. Como resultado, neve se acumularia sobre a bandeja durante a operação normal da serpentina, fundindo-se durante o degelo, o que poderia causar um pingamento de água sobre o produto armazenado. A segunda

válvula de retenção, designada por Y, é instalada logo após a válvula de solenóide A para evitar que, durante o degelo, gás quente escoe através desta, uma vez que as válvulas de solenóide vedam adequadamente somente na direção do escoamento normal.

A operação de degelo pode ser significativamente melhorada pela introdução de alguns refinamentos, descritos a seguir.

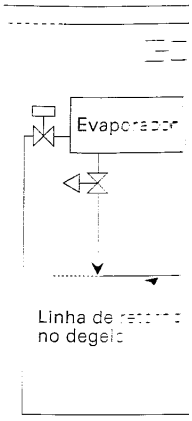
1) Uma modificação que pode ser facilmente introduzida consiste em fechar somente a válvula A do esquema da Fig. 6.33 no início do ciclo de degelo, enquanto se mantém aberta a válvula B e o ventilador da serpentina em operação normal. Nessa condições, o refrigerante líquido presente na serpentina quando do início do degelo, se evapora progressivamente, deixando o evaporador através da válvula B. Após um curto intervalo de tempo, suficiente para a evaporação do líquido, a válvula B é fechada simultaneamente à parada do ventilador, enquanto se abre a válvula C para iniciar o degelo propriamente dito. A vantagem do processo descrito está no fato do gás quente ocupar imediatamente todos os espaços no interior dos tubos da serpentina. Se o procedimento proposto não fosse adotado, algumas regiões permaneceriam frias em virtude da evaporação do líquido remanescente, mesmo após a introdução do gás quente. Quando a evaporação prévia não é adotada, o líquido deve ser removido através da válvula D.

2) Outra modificação consiste em retardar a entrada em operação do ventilador no fim do processo de degelo para evitar, com isso, que as gotas de água que permanecem na superfície exterior da serpentina sejam sopradas sobre o produto. O retardamento permite que as gotas se congelem e permaneçam aderidas à superfície.

3) Durante os estágios iniciais do degelo por gás quente, é possível que o refrigerante que passa pela válvula de alívio o faça, predominantemente, no estado líquido. Por outro lado, no final do processo de degelo, o refrigerante que passa pela válvula de alívio deve apresentar títulos elevados. Na Fig. 6.34 são mostrados no diagrama p-h os processos de estrangulamento (isoentálpico) do líquido e do vapor saturado na válvula de alívio. O líquido saturado no estado designado por u tem a sua pressão reduzida até o estado v, no qual predomina, ainda, o líquido, mas já apresenta uma certa quantidade de gás de "flash". Quando, por outro lado, vapor saturado no estado designado por x é estrangulado em processo isoentálpico, o estado resultante, designado por y, é o de vapor superaquecido, cuja compressão até a pressão de condensação requer certo "consumo" de energia. O líquido, por outro lado, pode ser utilizado na mudança de fase. Uma solução proposta por alguns engenheiros[13] para evitar o estrangulamento supérfluo de vapor é a substituição da válvula de alívio por uma válvula de bóia de alta pressão, que nada mais é do que um purgador, que permite somente a passagem de líquido. Uma característica operacional dessa válvula é que a pressão na serpentina durante o degelo não é mais limitada pelo ajuste de pressão da válvula de alívio. Neste caso, a pressão pode atingir o nível daquela do gás quente. Quando o sistema retorna à operação normal, após a conclusão do ciclo de degelo, o vapor presente na serpentina é abruptamente descarregado na linha de aspiração. Para evitar o risco de que o líquido presente seja projetado contra as paredes de tubos ou vasos quando daquela descarga, sugere-se uma sangria prévia antes da reversão do ciclo (fim de degelo).

Figura 6.34 – Estrangulamento líquido e vapor [illegible] de uma serpentina [illegible] degelo até a [illegible] aspiração.

4) Em sistemas [illegible] inferior à [illegible] proposto [illegible] das serpentinas [illegible] na Fig. [illegible] O primeiro [illegible] ser feita [illegible] está relacionada [illegible]



de solenóide A
que as válvulas
normal.

pela introdução de

em fechar somente
degelo, enquanto se
normal. Nessa
início do degelo,
da válvula B. Após
pido, a válvula B é
re a válvula C para
estrito está no fato
terior dos tubos da
algumas regiões
escente, mesmo
não é adotada, o

do ventilador no
de água que per-
sobre o produto. O
aletas à superfície.

que o refrigerante
estado líquido. Por
passa pela válvula de
dos no diagrama p-
do vapor saturado
tem a sua pressão
já apresenta uma
saturado no estado
estado resultante,
até a pressão de
Por outro lado, pode
guns engenheiros[13]
ução da válvula de
que um purgador,
operacional dessa
mais limitada pelo
pode atingir o nível
normal, após a
é abruptamente
líquido presente
descarga, sugere-

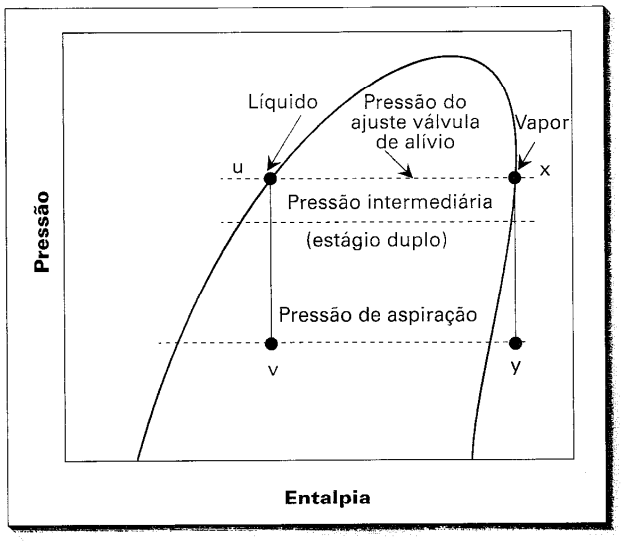


Figura 6.34 — Estrangulamento de líquido e vapor saturado de uma serpentina em degelo até a pressão de aspiração.

4) Em sistemas de estágio duplo de compressão, a pressão intermediária é, em geral, inferior à pressão de ajuste da válvula de alívio. Assim, parece mais razoável, como proposto por alguns engenheiros, retornar o refrigerante proveniente do degelo das serpentinas ao tanque de gás de "flash"/resfriador intermediário, como sugerido na Fig. 6.35. Desse modo, a eficiência do sistema é melhorada de distintas formas. O primeiro diz respeito à recompressão do vapor estrangulado, a qual, ao invés de ser feita do estado y da Fig. 6.34, se dá a partir da pressão intermediária. O segundo está relacionado ao estrangulamento do líquido no estado u da Fig. 6.34, uma vez

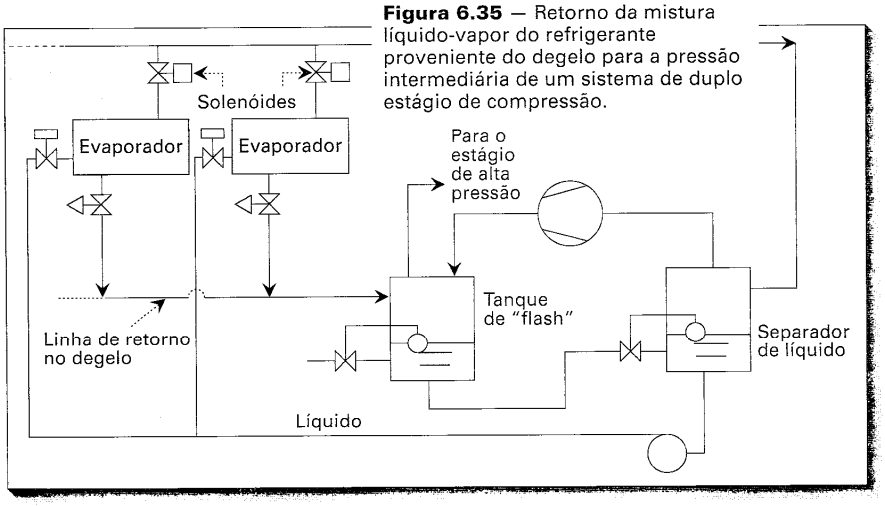


Figura 6.35 — Retorno da mistura líquido-vapor do refrigerante proveniente do degelo para a pressão intermediária de um sistema de duplo estágio de compressão.

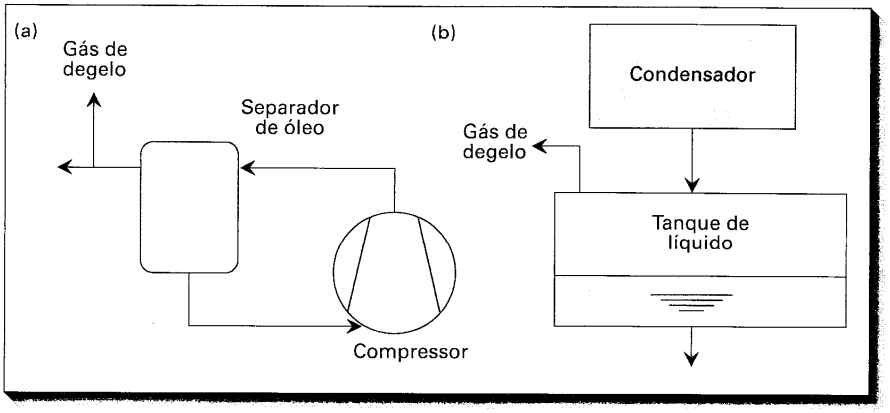
que, com o retorno ao estágio intermediário, a quantidade de vapor a ser comprimida é menor do que se o retorno fosse feito à linha de aspiração do estágio de baixa pressão, quando maior quantidade de vapor de "flash" se formaria, devendo o mesmo ser comprimido desde uma pressão mais baixa.

5) No desenvolvimento do sistema de degelo, deve-se procurar satisfazer as necessidades de gás quente através de uma regra prática: enquanto um evaporador degela, dois devem operar normalmente. Medidas da vazão de gás quente de degelo[14] indicaram que essa regra é conservadora, principalmente a baixas pressões de condensação, como se discutirá mais adiante.

6) Alguns responsáveis pela operação de instalações frigoríficas preferem operar a pressões de condensação moderadamente elevadas, mesmo sob condições externas que permitiriam pressões inferiores. A razão para tal procedimento é a disponibilidade de vapor de alta pressão para degelo. Tal procedimento, entretanto, é discutível, uma vez que pressões de condensação elevadas implicam em maior consumo de energia[15]. Alguns ensaios de laboratório com R-22 e de campo com amônia[14] indicam que uma sobrepressão de 100 kPa acima da pressão de alívio seria suficiente para um degelo adequado. Os operadores de instalações frigoríficas preferem ser conservadores, de modo que, dificilmente, se arriscariam a ultrapassar aquele limite (100 kPa). Entretanto, ainda são necessários ensaios para verificar até que ponto as pressões de condensação podem ser reduzidas, mantendo-se as exigências de degelo por gás quente.

7) Outro aspecto relacionado ao degelo por gás quente, objeto de controvérsia, é aquele que diz respeito ao ponto de extração do gás: na descarga do compressor, onde o vapor é superaquecido (Fig. 6.36a), ou na parte superior do tanque de líquido (Fig. 6.36b), onde o vapor é saturado. Se, por um lado, o vapor superaquecido apresenta temperatura superior, por outro, o seu coeficiente de transferência de calor é muito

Figura 6.36 — Extração do gás quente: a) da descarga do compressor, b) do tanque de líquido.

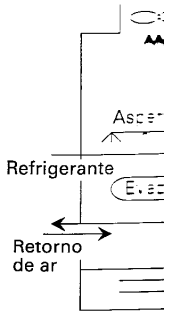


inferior ac
parafuso.
resfriado.
condensad
pequena p
tende a red
A principal
constituir-se
quente mes
insuficiente

6.17 — Serpe

Uma maneira de
operam a baixas
etileno glicol ou
os calores laten
borrifamento co
tina, entrando e
e desumidificad
sivamente, se di
parte da água ab
regeneração. Ne
serpentina de aç
tante das soluçõe
que a pressão de

Figura 6.37 — sistema com so glicol com rege



inferior ao do vapor saturado. No caso de instalações dotadas de compressores parafuso, o dilema não existe, uma vez que o vapor de descarga é previamente resfriado. O vapor extraído do tanque de líquido é substituído por vapor não condensado retirado do condensador e por vapor resultante do "flash" de uma pequena porção de líquido do tanque. Esse processo de "flash" no interior do tanque tende a reduzir a temperatura do sistema, como resultado da evaporação do líquido. A principal vantagem da extração de vapor do tanque reside no fato do líquido constituir-se num volante térmico, uma vez que permite um suprimento de gás quente mesmo em situações quando a quantidade de gás comprimido seria insuficiente.

6.17 — Serpentinas com borrifamento de anticongelante

Uma maneira de controlar a formação de neve sobre as superfícies das serpentinas que operam a baixas temperaturas é borrifá-las com algum anticongelante (salmoura), como etileno glicol ou propileno glicol. Esse procedimento confere uma maior relação entre os calores latente e sensível. A Fig. 6.37 apresenta o esquema de uma instalação com borrifamento contínuo de anticongelante. O ar a ser refrigerado circula através da serpentina, entrando em contato com a solução de anticongelante. No processo, o ar é resfriado e desumidificado. Como a solução de anticongelante é higroscópica, ela vai, progressivamente, se diluindo com água, exigindo um processo de regeneração para remover parte da água absorvida. A instalação da Fig. 6.37 incorpora um processo contínuo de regeneração. Nesse processo, a solução de anticongelante é borrifada sobre uma serpentina de aquecimento, através da qual circula ar exterior. Uma propriedade importante das soluções de anticongelante (especificamente aquelas à base de glicóis) é a de que a pressão de vapor é inferior àquela da água pura à mesma temperatura[16]. O processo

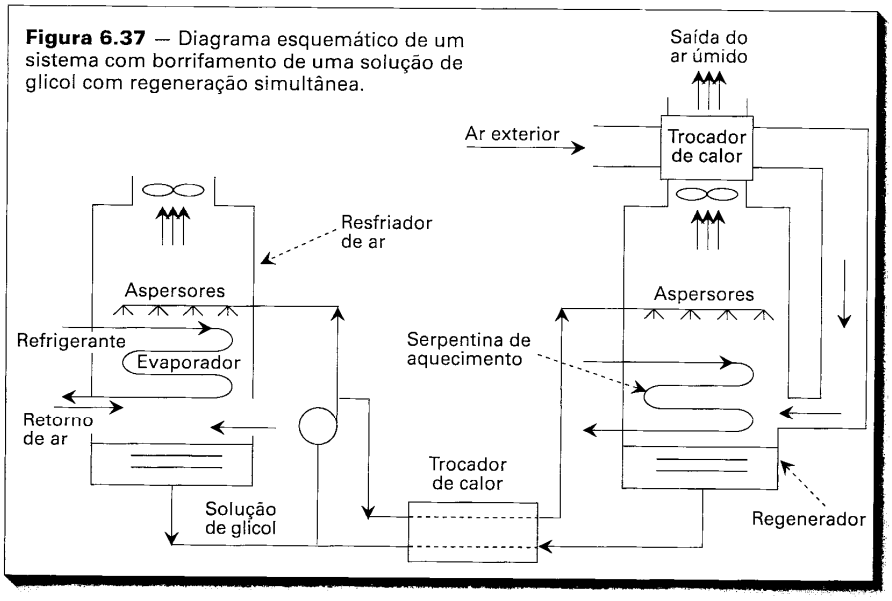


Figura 6.37 — Diagrama esquemático de um sistema com borrifamento de uma solução de glicol com regeneração simultânea.

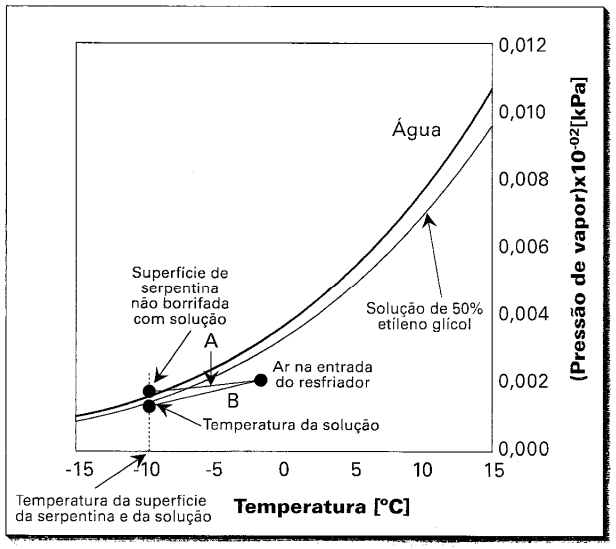


Figura 6.38 — Processo do ar em uma serpentina sem borrifamento de anticongelante (curva A) e com borrifamento de uma solução de glicol (curva B).

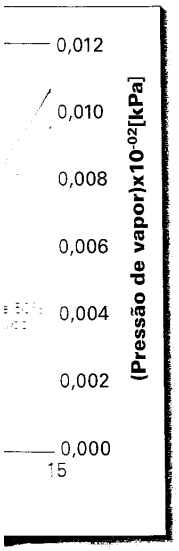
pode ser facilmente interpretado com o auxílio de uma carta psicrométrica como a da Fig. 6.38, na qual o eixo das ordenadas foi substituído pela pressão de vapor. As curvas de saturação correspondentes às misturas ar-água e à de uma solução de 50% (base massa) de etileno glicol estão superpostas na carta. A lei da linha reta se aplica tanto à água pura quanto às soluções. Assim, para uma serpentina não borrifada com solução de etileno glicol, a linha do processo seria a A (superior), ao passo que, para uma serpentina borrifada, o ar seguiria a linha B. Como a pressão de vapor da solução de etileno glicol é inferior, a curva do processo do ar na serpentina borrifada é mais inclinada, resultando uma taxa maior de desumidificação. Além disso, como a temperatura de congelamento da solução é de -36° C, não haverá formação de neve sobre a superfície da serpentina, contanto que a temperatura da mesma não seja inferior àquele valor.

As vantagens da serpentina borrifada são as seguintes:

- não é necessário parar a instalação para o degelo;
- o consumo de energia associado ao gás quente ou à água de degelo é eliminado;
- ocorre uma maior desumidificação, fato que é interessante em aplicações onde umidade excessiva pode ser um problema;
- soluções de glicol são bactericidas, o que permite eliminar todos os possíveis microorganismos como bactérias, fungos, etc., que possam se formar na superfície da serpentina.

As desvantagens são:

- maior custo inicial;
- efeitos parasíticos de energia associados à solução que retorna do regenerador;
- custos adicionais da bomba e do ventilador associados ao processo de regeneração.



...étrica como a da
...apor. As curvas
...de 50% (base
...se aplica tanto à
...da com solução
...que, para uma
...da solução de
...errifada é mais
...como a tempe-
...de neve sobre a
...inferior àquele

...gelo é eliminado;
...aplicações onde

...os os possíveis
...se formar na

...do regenerador;
...processo de rege-

6.18 — Resfriadores de líquidos

Neste capítulo foi dada ênfase à análise de evaporadores resfriadores de ar em virtude da intensiva utilização que os mesmos encontram na refrigeração industrial. Outros evaporadores, de utilização menos generalizada, são os resfriadores de líquido, de grande importância na refrigeração em geral. Os líquidos podem variar desde água até salmouras à base de cloreto de cálcio, passando por soluções de glicóis. Nestes evaporadores, o refrigerante pode circular pelo interior dos tubos, como na Fig. 6.2b, ou, a exemplo da Fig. 6.2a, se evaporar na carcaça. Nesta seção não serão tratados aspectos específicos de projeto de evaporadores resfriadores de líquidos, preferindo-se, ao invés disso, concentrar-se nos temas de interesse de operadores e usuários, tomando como base os trocadores de calor do tipo carcaça/tubos.

Inicialmente, será considerado o efeito da temperatura sobre as características de transferência de calor. Reduções de temperatura implicam na deterioração das características de transferência de calor do evaporador, o que pode comprometer o objetivo de atingir uma determinada temperatura de líquido. Considere-se, por exemplo, a resistência térmica total de um evaporador em que o refrigerante muda de fase na carcaça:

$$\frac{1}{U_e A_e} = R_{total} = \frac{1}{h_{refrig.} A_e} + R_{metal} + \frac{1}{h_{liq.} A_i} \qquad (6\text{-}15)$$

onde,

h = refere-se aos coeficientes de transferência de calor, W/m^2K
A = área de transferência de calor. O índice "e" refere-se ao exterior dos tubos, ao passo que "i" se refere ao interior, m^2.

Da Eq. (6-15) pode se concluir que, para manter uma resistência térmica total baixa, ou um elevado valor de U, os coeficientes de transferência de calor, $h_{refrig.}$ e $h_{liq.}$, devem ser elevados. Entretanto, o coeficiente de transferencia de calor do líquido depende das propriedades de transporte do mesmo. Assim, para líquidos que escoam no interior de tubos, a seguinte correlação é, geralmente, utilizada:

$$\frac{hD}{k} = 0,023\left(\frac{\rho VD}{\mu}\right)^{0.8}\left(\frac{\mu c_p}{k}\right)^{0.3} \qquad (6\text{-}16)$$

onde:

D = diâmetro interior do tubo, m
k = condutividade térmica do líquido, W/m K
V = velocidade média do líquido, m/s
ρ = densidade do líquido, kg/m^3
μ = viscosidade dinâmica do líquido, Pa.s
c_p = calor específico do líquido, J/kg° C

Para líquidos que escoam pela carcaça, sugere-se a seguinte relação[17]:

$$\frac{hD}{k} = 0,47\left(\frac{\rho VD}{\mu}\right)^{0.53}\left(\frac{\mu c_p}{k}\right)^{0.33} \qquad (6\text{-}17)$$

Considere-se o efeito da temperatura sobre duas das propriedades de transporte que aparecem nas Eqs. (6-16) e (6-17). As Figs. 6.39a e 6.39b mostram a variação com a temperatura da viscosidade e da condutividade térmica de uma solução anticongelante

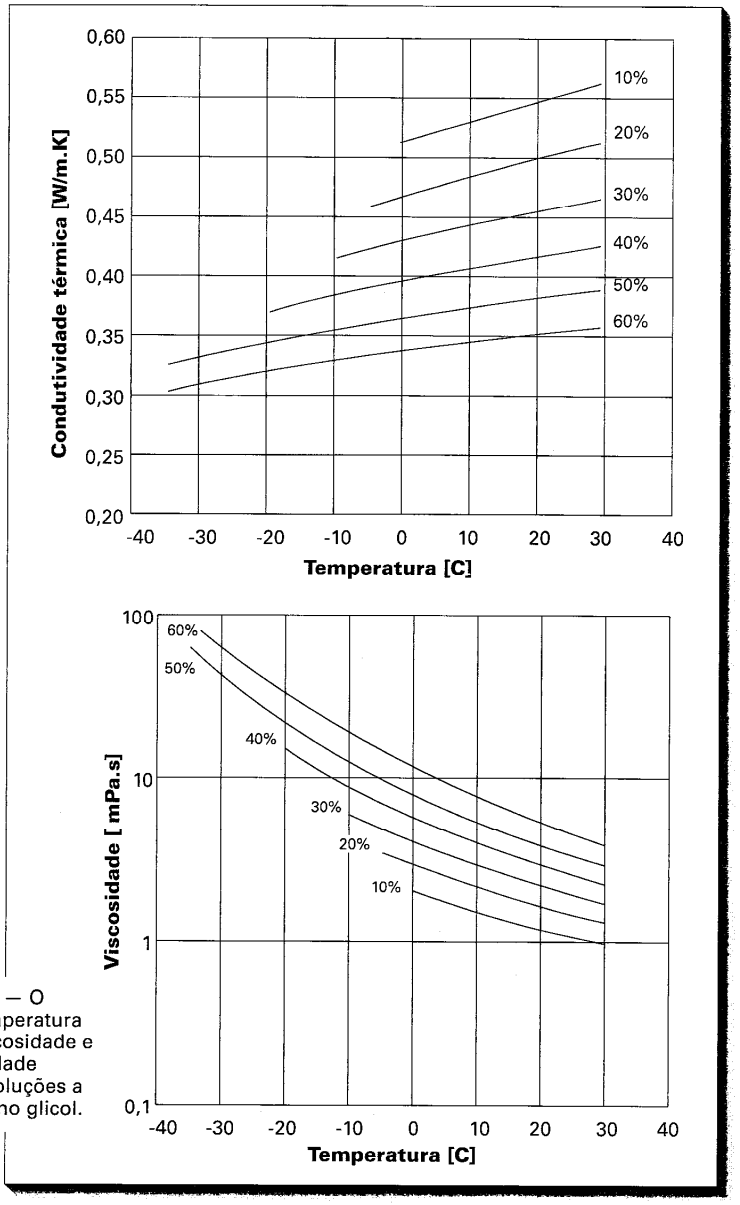
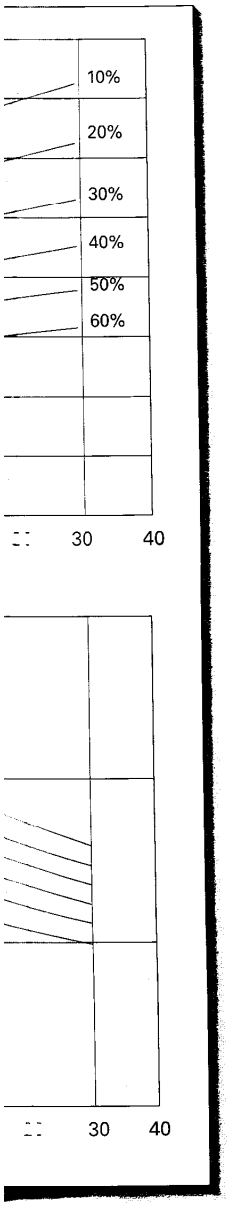


Figura 6.39 — O efeito da temperatura sobre: a) viscosidade e b) condutividade térmica de soluções a base de etileno glicol.

...des de transporte
... a variação com a
... anticongelante



à base de etileno glicol[17], largamente utilizada. Verifica-se que, para dada concentração, a viscosidade aumenta com a diminuição de temperatura, ao passo que a condutividade térmica diminui. Por outro lado, a redução de temperatura requer um aumento da concentração de etileno glicol, o que implica em degradação da condutividade térmica e incremento da viscosidade.

Exemplo 1-4

Quando uma solução a 20% de etileno glicol é resfriada de 0° C a −5° C em um evaporador, o coeficiente de transferência de calor da solução que escoa na carcaça pode ser admitido igual a 720 W/m²K. Como resultado de uma mudança no processo, a solução deve ser resfriada de −7° C a −12° C sem alterar a sua vazão. Qual deve ser o novo valor do coeficiente de transferência de calor?

Solução

Na condição inicial, correspondendo a uma temperatura média de −2,5° C, a viscosidade e a condutividade térmica da solução a 20% de etileno glicol devem ser, respectivamente, iguais a: 0,0037 Pa · s e 0,52 W/m K. Para essa solução, a temperatura de congelamento é de −8° C, um limite que confere pouca segurança para operação a −5° C. Como na nova condição, a temperatura deve ser reduzida até −12° C, a solução deve ser alterada para evitar o seu congelamento. Assim, uma solução a 30% de etileno glicol poderia satisfazer as condições operacionais, uma vez que o seu ponto de congelamento é de −15° C. Para a nova solução, à temperatura média de −9,5° C, correspondente à condição operacional modificada, a viscosidade e a condutividade térmica serão iguais, respectivamente, a 0,0007 Pa.s e 0,48 W/m K. Como os outros parâmetros da Eq. (6-17) permanecem essencialmente constantes com a mudança das condições operacionais, a relação entre os coeficientes de transferência de calor correspondentes às duas condições, h_{novo} e h_{antigo}, poderá ser escrita como:

$$\frac{h_{novo}}{h_{antigo}} = \left(\frac{\mu_{antigo}}{\mu_{novo}}\right)^{0,53}\left(\frac{k_{novo}}{k_{antigo}}\right)^{0,67} = \left(\frac{0,0037}{0,0007}\right)^{0,53}\left(\frac{0,48}{0,52}\right)^{0,67}$$

de modo que:

$$h_{novo} = 760\,(0,528)^{0,53}\,(0,923)^{0,67} = 514 \text{ W/m}^2\text{ K}$$

Verifica-se, assim, que o coeficiente de transferência de calor do lado da solução de etileno glicol experimenta uma redução de 68% em relação ao seu valor original, o que, evidentemente, não causa uma redução da mesma ordem no coeficiente global de transferência de calor, como se pode concluir da Eq. (6-15). Pode-se afirmar, entretanto, que o coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante sofrerá alguma redução, o mesmo ocorrendo com a pressão e a temperatura de evaporação, que experimentará uma redução superior a 7° C, correspondente à variação da temperatura

média da solução. A pressões de evaporação inferiores, o vapor de refrigerante é menos denso, o que compromete a taxa de evaporação, reduzindo o coeficiente de transferencia de calor, como sugerido anteriormente.

Os resfriadores de líquidos para baixas temperaturas podem constituir-se em um verdadeiro problema para o operador, caso o projeto e a seleção não sejam adequados. Assim, o usuário deve tomar as devidas precauções no sentido de garantir que o resfriador apresente a área de transferência de calor adequada, o mesmo devendo ocorrer com a distribuição do refrigerante. Além disso, a concentração de anticongelante deve ser cuida-dosamente estudada, a fim de garantir, com certa margem de segurança, que a solução se congele, evitando, por outro lado, concentrações excessivas que poderiam exigir potências de bombeamento elevadas, ao mesmo tempo que comprometeriam o coeficiente de transferência de calor, como no Exemplo 6.4. Para finalizar, é importante considerar a importância da capacidade de bombeamento, que deve ser adequadamente avaliada, levando-se em consideração a viscosidade da solução.

Figura 6.40 Diagrama [illegible] procedimento [illegible] seleção do [illegible] ótimo (área [illegible] uma instalação frigorífica.

6.19 — Temperatura ótima de evaporação

A escolha da temperatura de evaporação pode parecer simples à primeira vista. Considerando os valores da diferença entre as temperaturas do ar na entrada do evaporador e a de evaporação sugeridos na Tabela 6.6, para distintas aplicações, se a temperatura do espaço refrigerado for conhecida, a temperatura de evaporação resulta imediatamente. Entretanto, aplicações específicas podem exigir uma determinação adequada da diferença entre temperaturas. Assim, por exemplo, o fator determinante dessa diferença em aplicações a temperaturas superiores a 0° C é a umidade do ambiente, como sugerido na Tabela 6.6. Na grande maioria das outras aplicações, entretanto, o fator econômico é determinante. Um procedimento objetivo para a determinação do diferencial ótimo de temperaturas é o sugerido na Fig. 6.40. Nela, o custo inicial do evaporador é avaliado em função da área total de transferência de calor, cujo incremento implica em maiores custos. Por outro lado, uma das parcelas que compõem o custo total do evaporador é o custo da energia de compressão durante a vida útil do compressor. Esta é afetada pela temperatura de evaporação, que, por sua vez, aumenta com a área de transferência de calor para uma temperatura do ar (ou do meio submetido ao processo de resfriamento) constante. A tendência sugerida na Fig. 6.40 para o custo da energia de compressão é consistente, uma vez que, para dadas temperatura de condensação e carga de refrigeração, a potência de compressão diminui com a temperatura de evaporação. É interessante notar que os custos envolvidos na figura são atualizados. Nesse sentido, como o custo de energia é distribuído ao longo dos anos, a estimativa do custo total deve ser feita atualizando seu valor pela aplicação de estimativas razoáveis de taxas de juros e de inflação. Assim, a área de transferência de calor ótima, isto é, aquela que proporciona o mínimo custo, pode ser determinada. As diferenças de temperatura sugeridas na Tabela 6.6 são resultantes de uma análise semelhante, envolvendo custos de equipamento e de energia, que podem não mais ser aplicáveis à atualidade. Nessas condições, uma análise econômica pode ser interessante na seleção do evaporador de um nova instalação.

REFERÊNC

1. "ASHRAE [illegible] Heating [illegible]
2. Chawla [illegible] cuits." [illegible] Londres
3. Stoecker [illegible]
4. Lewis. [illegible] ety of Me[illegible]
5. Anderson [illegible] and Pow[illegible]
6. Norma AS[illegible] dynamic [illegible] Refrigerat[illegible]
7. Pisati. A[illegible] Conferen[illegible] patrocina[illegible]
8. Stoecker [illegible] ing Air an[illegible] 158.

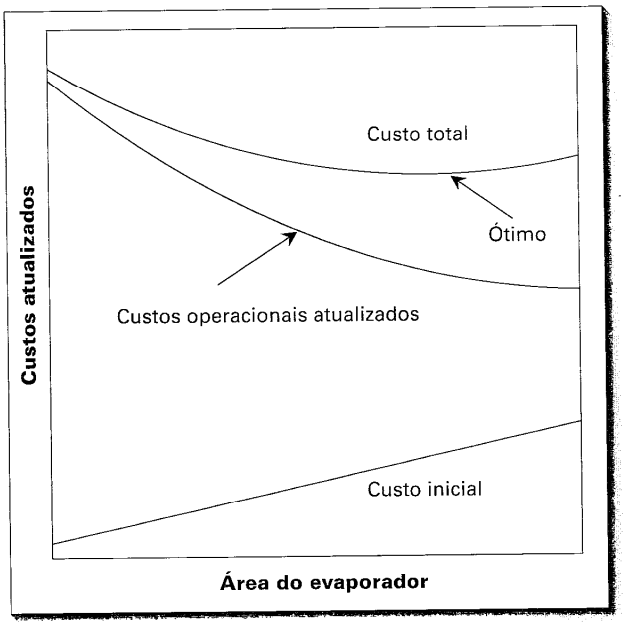


Figura 6.40 — Diagrama ilustrativo do procedimento de seleção do evaporador ótimo (área mínima) de uma instalação frigorífica.

REFERÊNCIAS

1. "ASHRAE Handbook of HVAC Systems and Equipment 2000," American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA.
2. Chawla, J. M., 1970, "A Refrigerant System with Auxiliary Liquid and Vapor Circuits," International Institute of Refrigeration, Encontro das Comissões II e III, Londres.
3. Stoecker, W. F., 1968, Principles for Air Conditioning Practice, Industrial Press.
4. Lewis, W. K., 1922, "The Evaporation of a Liquid into a Gas," ASME, American society of Mechanical Engineers, Transactions, Vol. 44, p 325.
5. Anderson, R. W., 1982, "How to Eliminate Condensate and Save Energy in Meat and Poultry Plants," ASHRAE Journal, Vol. 24, N.º 8, pp 30-34.
6. Norma ASHRAE 70-72, 1972, "Air Distribution and Air Diffusion - Laboratory Aerodynamic Testing and Rating of Air Terminal Devices," American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA.
7. Pisati, A., 1984, "Single Circuit Multiple Compressor Water Chiller," International Conference on Components of Air Conditioning and Refrigerating Systems, patrocinado por A.I.CARR e REHVA, Milão, Italia, fevereiro de 1984.
8. Stoecker, W. F. , 1960, "How to Design and Operate Flooded Evaporators for Cooling Air and Liquids," Heating, Piping, and Air Conditioning, Vol. 32, N.º 12, pp 144-158.

9. Stoecker, W. F., 1957, "How Frost Formation on Coils Affects Refrigeration Systems," Refrigerating Engineering, Vol. 65, N.º 2, pp 42-46.

10. V.S. Ivanova, "Aerodynamic Characteristics of Finned Air - Cooling Coils Under Frosting Conditions," Kholodilnaia Technika, vol. 58, n.º 1, pp 56-59, 1980.

11. "ASHRAE Handbook of Refrigeration 2000," American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA, 2000.

12. "Hot Gas Defrost, Bulletin, 90-10C," Refrigerating Specialties Company- Parker Hannifin, Broadview, IL 1984.

13. Stamm, R. H., 1984, "Industrial Refrigeration: Evaporators;" Heating, Piping, and Air Conditioning, Vol. 56, N.º 9, pp 111-114.

14. Stoecker, W. F.; Lux, J.J. e Kooy, R.J., 1983, "Energy Considerations in Hot-Gas Defrosting of Industrial Refrigeration Coils," ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Transactions, Vol. 89, Part II, pp 549-573.

15. Cole, R. A., 1984, "Low Head Pressure Operation in Ammonia Systems," Seminário, Encontro anual da ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, junho 1984.

16. "Glycols, Bulletin F-41515B," Union Carbide Corporation, New York, 1978.

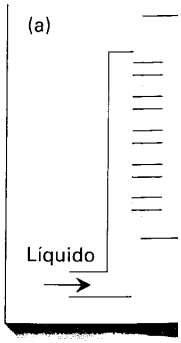
17. Kern, D. Q., 1950, "Process Heat Transfer," McGraw-Hill Book Company, New York, NY.

CAPÍTULO

7.1 — O evap

O que caracter
líquido ser sup
mistura de líqu
de evaporador
evaporadores
proporcionam
Os evaporadores
do tipo com "su
não apresentare
um separador

Figura 7.1 — E
res com "super
ção de líquido
a) alimentação
b) alimentação



CAPÍTULO 7
RECIRCULAÇÃO DE LÍQUIDO

7.1 — O evaporador com recirculação de líquido

O que caracteriza um evaporador com recirculação de líquido é o fato da vazão de líquido ser superior à taxa de mudança de fase (evaporação). Na saída deve ocorrer uma mistura de líquido e vapor, como sugerido na Fig. 7.1, o que justifica o nome alternativo de evaporador com "superalimentação de líquido". É interessante observar que tais evaporadores contrastam com aqueles alimentados por dispositivos de expansão que proporcionam uma vazão de refrigerante suficiente para a total evaporação do líquido. Os evaporadores inundados, introduzidos no capítulo precedente, são, de certo modo, do tipo com "superalimentação". Entretanto, não serão incluídos nessa categoria por não apresentarem duas características típicas daqueles evaporadores: a presença de um separador central servindo diversas unidades e a circulação forçada do refrigerante.

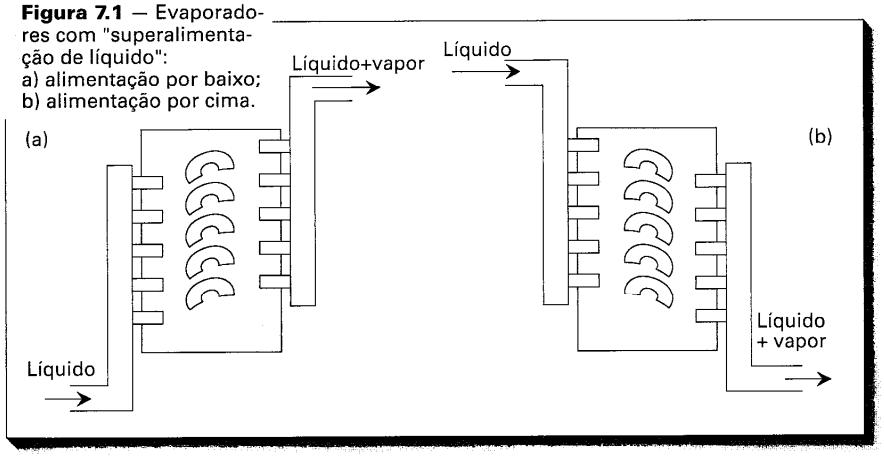


Figura 7.1 — Evaporadores com "superalimentação de líquido": a) alimentação por baixo; b) alimentação por cima.

7.2 — Circulação por bombas e por pressão de gás

As Figs. 7.2 e 7.3 mostram, de forma esquemática, os componentes básicos dos sistemas constituídos de evaporadores com recirculação de líquido. Em ambos os casos, a mistura bifásica (líquido-vapor) que deixa os evaporadores é enviada a um separador de liquido. De lá, vapor saturado é enviado ao compressor através da linha de aspiração, ao passo que o líquido é recirculado pelos evaporadores. O líquido evaporado é substituído por líquido proveniente da região de alta pressão da instalação.

Figura 7.2 — Esquema de um sistema com recirculação de líquido por intermédio de bomba.

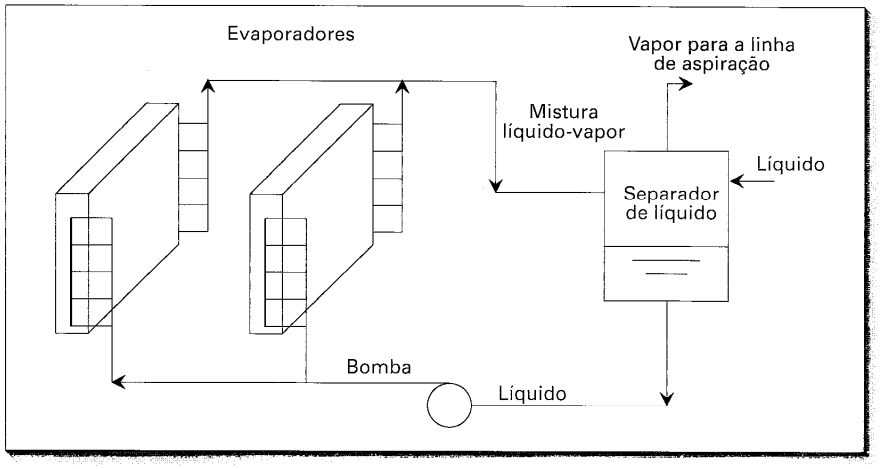
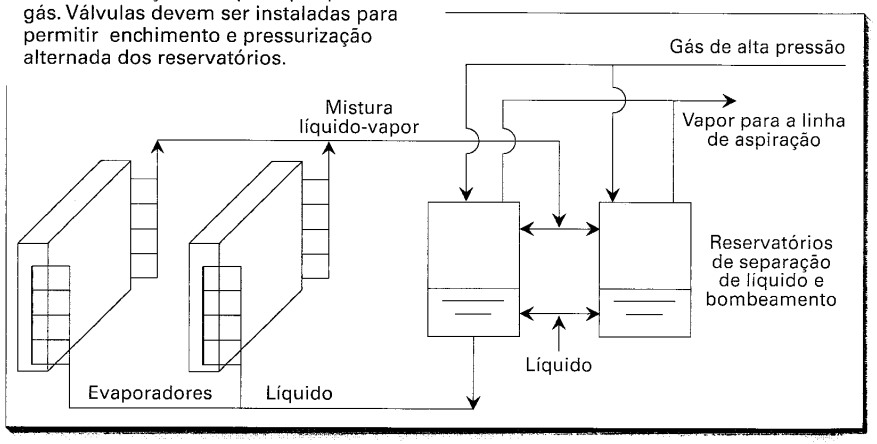


Figura 7.3 — Esquema de um sistema com recirculação de líquido por pressão de gás. Válvulas devem ser instaladas para permitir enchimento e pressurização alternada dos reservatórios.



7.3 — Vantage

O sistema de recir
outros:

1. Utilização ma
parte da supe
coeficiente de
2. O refrigeran
saturação. C
que refrigeran
o vapor envia
a temperatura
com estágio
mesmas vant
3. O gás de "flash
ao invés de se
4. As válvulas q
líquido a uma
sistemas, o di
elevada no ve
líquido, as b
5. A remoção de
na sala de m
evaporadores
6. O sistema co
refrigerante s
cada evaporad

A recirculação
podem ser citadas

1. Custo inicial —
   a. Maiores d
   líquido
   diâmetros
   ser cons
   deverá m
   b. Isolamento
   separador
   c. Necessidad
2. Carga maior de
de líquido são
perior àquela
3. Custo adicional

dos sistemas
sos, a mistura
dor de líquido.
ração, ao passo
substituído por

linha
ação

Líquido

alta pressão

para a linha
aspiração

Reservatórios
separação
líquido e
bombeamento

7.3 — Vantagens e desvantagens da recirculação de líquido

O sistema de recirculação de líquido apresenta as seguintes vantagens em relação aos outros:

1. Utilização mais eficiente da superfície de transferência de calor. Nos outros tipos, parte da superfície é utilizada no superaquecimento do refrigerante, o que reduz o coeficiente de transferência de calor.
2. O refrigerante que adentra o compressor se encontra num estado próximo da saturação. O reservatório separador de líquido mostrado nas Figs. 7.2 e 7.3 evita que refrigerante líquido atinja o compressor, ao mesmo tempo em que permite que o vapor enviado à aspiração apresente reduzido superaquecimento, o que mantém a temperatura de descarga do compressor dentro de limites razoáveis. Nos sistemas com estágio duplo de compressão, o compressor de alta pode se beneficiar das mesmas vantagens propiciadas pelos sistemas com recirculação de líquido.
3. O gás de "flash" resultante do processo de expansão é removido na sala de máquinas, ao invés de ser enviado ao evaporador, o que elevaria a perda de carga.
4. As válvulas que regulam a vazão de refrigerante enviado ao evaporador recebem líquido a uma pressão constante, ao invés da pressão de condensação. Em outros sistemas, o dispositivo de expansão recebe líquido a uma pressão de condensação elevada no verão e reduzida no inverno, ao passo que no caso da recirculação de líquido, as bombas propiciam uma pressão constante durante todo o ano.
5. A remoção de óleo na região de baixa pressão pode ser efetuada em um único local na sala de máquinas. O refrigerante líquido remove, continuamente, óleo dos evaporadores, enviando-o ao separador de líquido, de onde pode ser extraído.
6. O sistema com recirculação de líquido utiliza um único controle de vazão do refrigerante, situado na sala de máquinas, ao invés de controles individuais para cada evaporador.

A recirculação de líquido pode apresentar algumas desvantagens, entre as quais podem ser citadas as seguintes:

1. Custo inicial mais elevado, em virtude de:
   a. Maiores dimensões das linhas. Embora as linhas de retorno ao separador de líquido contenham uma mistura bifásica, os projetistas preferem adotar diâmetros superiores ao caso em que ocorre somente vapor. Além disso, devem ser consideradas as linhas de líquido, pelas quais circula não só o líquido que deverá mudar de fase, mas o recirculado.
   b. Isolamento térmico das linhas que transportam o refrigerante líquido do separador até os evaporadores.
   c. Necessidade de um dispositivo de bombeamento de líquido.
2. Carga maior de refrigerante. Os evaporadores e as linhas de ligação com o separador de líquido são preenchidos por refrigerante com uma fração de líquido muito superior àquela observada nas instalações de expansão direta.
3. Custo adicional resultante da operação do sistema de bombeamento de líquido.

Em instalações de baixa temperatura de evaporação, coeficientes de transferência de calor elevados são fundamentais. Além disso, como essas instalações operam com relações entre pressões relativamente elevadas, resultando temperaturas de descarga também elevadas e maior quantidade de gás de "flash", a adoção de sistemas com recirculação de líquido pode ser vantajosa, principalmente, em aplicações de múltiplos evaporadores. Quando o número de evaporadores é pequeno, a recirculação de líquido pode não ser atraente sob o ponto de vista econômico.

7.4 — Fundamentos da recirculação de líquido

O efeito mais importante introduzido pelos sistemas com recirculação de líquido é o de melhorar a transferência de calor no evaporador, como resultado de um melhor contato do refrigerante líquido com a parede e de um incremento de sua velocidade média no tubo. A esta altura, o leitor deve estar se perguntando a que taxa o refrigerante líquido deve ser recirculado. Antes de entrar nos detalhes da resposta, seria interessante introduzir um parâmetro importante: a denominada razão de recirculação de líquido, n, definida como:

$$n = \frac{\text{(vazão de líquido enviada ao evaporador)}}{\text{(taxa com que o refrigerante muda de fase)}}$$

Assim, para que haja uma alimentação em excesso de líquido, o valor de n deve ser superior à unidade. O aumento de n implica no incremento do coeficiente de transferência de calor, por razões anteriormente explicitadas. Por outro lado, o incremento de n, que resulta de uma vazão maior de refrigerante, implica numa maior queda de pressão no evaporador e, portanto, num custo operacional de bombeamento superior. Além disso, a elevação da perda de carga no evaporador impõe uma temperatura de evaporação superior na entrada, para uma dada pressão na saída. Como resultado, a taxa de transferência de calor no evaporador é penalizada. Percebe-se, assim, que deve existir um valor ótimo de n para cada instalação, resultante do compromisso entre a necessidade de melhorar a transferência de calor e limitar as potências de bombeamento do líquido e de compressão. Na Fig. 7.4 se mostra, de forma qualitativa, a influência do valor de n.

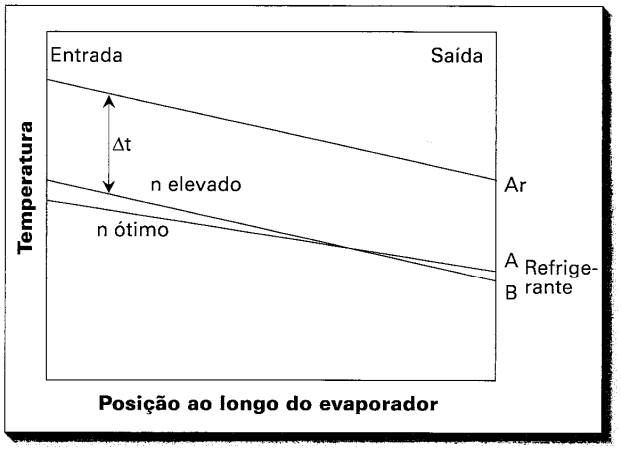


Figura 7.4 — Distribuição das temperaturas do ar e do refrigerante, ao longo do evaporador, para dois valores de n.

Nessa figura, a
evaporador sã
outro a um va
refrigerante é p
afirmar que a d
do valor elevad
perior àquele e
pressão é super
refrigerante e
saída do evapor
para uma dada
potência de bo
carga, não só
líquido e o eva

O compor
qualitativos, fo
de recirculação
de tubos de aç

A Fig. 7.5
coeficiente glob
(evaporador
superaquecime
capacidade da se
de 1 até 3 ou m
evaporador. W
queda de pressã
numa redução
observou, ainda
razão de recircu
Nessas condiçõe

Figura 7.5 — C
da razão de rec
sobre o coefic e
global de transfe
de calor de uma
serpentina de
resfriamento de

Nessa figura, as variações das temperaturas do ar e do refrigerante ao longo do evaporador são mostradas para dois valores de n: um, correspondendo ao ótimo, e o outro a um valor mais elevado. A diferença média entre as temperaturas do ar e do refrigerante é proporcional à área entre as curvas da Fig. 7.4. Desse modo, pode se afirmar que a diferença média entre as mencionadas temperaturas é inferior, no caso do valor elevado de n, como resultado de um coeficiente de transferência de calor superior àquele em que n é ótimo. Por outro lado, para o valor elevado de n, a queda de pressão é superior, do que resulta uma variação mais pronunciada da temperatura do refrigerante e, consequentemente, temperatura e pressão de evaporação inferiores na saída do evaporador. Como a pressão de aspiração é inferior, a potência de compressão, para uma dada capacidade de refrigeração, será superior. Além disso, para esse caso, a potência de bombeamento de líquido será superior, como resultado de maior perda de carga, não só no evaporador, como também nas linhas de ligação entre o separador de líquido e o evaporador.

O comportamento descrito no parágrafo precedente, a partir de argumentos qualitativos, foi experimentalmente comprovado por Wile[1], que avaliou o efeito da razão de recirculação em um evaporador resfriador de ar, operando com amônia, constituído de tubos de aço aletados de 16 mm (5/8 pol) de diâmetro exterior.

A Fig. 7.5 resume os resultados obtidos por Wile, apresentados em termos do coeficiente global de transferência de calor referido àquele obtido quando a serpentina (evaporador) operou com uma válvula de expansão que produzia um leve superaquecimento do refrigerante na saída. Nessa figura, pode se verificar que a capacidade da serpentina aumentou até 25% quando a razão de recirculação foi elevada de 1 até 3 ou mais. Valores de n superiores a 4 ou 5 não influíram na capacidade do evaporador. Wile determinou que, para uma temperatura de evaporação de −29°C, a queda de pressão do refrigerante na serpentina era de 10 kPa, para n = 7, o que implicava numa redução da temperatura de evaporação entre a entrada e saída de 1,7°C. Wile observou, ainda, que, embora, na prática, as serpentinas sejam selecionadas com base na razão de recirculação, o desempenho ótimo é expresso em termos da vazão de refrigerante. Nessas condições, a mesma serpentina poderia satisfazer diversas exigências de carga,

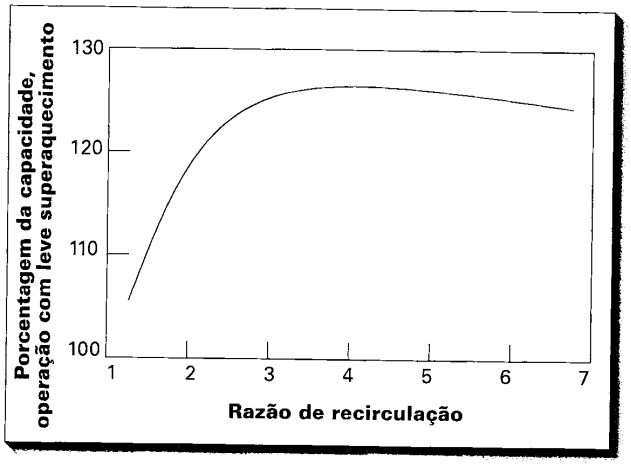


Figura 7.5 — O efeito da razão de recirculação sobre o coeficiente global de transferência de calor de uma serpentina de resfriamento de ar[1].

dependendo da diferença entre as temperaturas do ar e do refrigerante, do que resultaria uma faixa bastante ampla de vazões de refrigerante, para um dado valor de n.

Lorentzen, além de confirmar os resultados obtidos por Wile, observou que um parâmetro adicional afetava o coeficiente global de transferência de calor: o fluxo de calor[2]. Ele verificou que elevações do fluxo de calor causavam incrementos no coeficiente global, como pode ser observado na Fig. 7.6.

As tendências observadas nos parágrafos precedentes se refletem, de modo geral, nas aplicações. Assim, por exemplo, um fabricante de serpentinas[3] recomenda a adoção de n = 4 para operação com amônia, n = 2 para R-12 e R-502 e n = 3 para R-22. Geltz[4] recomenda a utilização de valores de n mais elevados em evaporadores com alimentação de refrigerante por cima, a fim de garantir um bom contato do líquido com a parede do tubo. Essa sugestão também é adotada pela ASHRAE[5], como pode ser observado na tabela 7.1.

Tabela 7.1 — Taxa de recirculação recomendada para circuitos com distintos refrigerantes.

Refrigerante	Razão de circulação
Amônia	
Alimentação por cima e tubos de grande diâmetro	6 a 7
Alimentação normal e tubos de pequeno diâmetro	2 a 4
R-12, R-134a, R-502	2
R-22 (alimentação por cima)	3

Na tabela, verifica-se que o valor de n recomendado para os refrigerantes halogenados é inferior àquele da amônia. A razão se deve ao fato do calor latente de vaporização daqueles refrigerantes ser inferior aos da amônia, o que, para uma dada carga de refrigeração, implica numa taxa de evaporação superior. Nessas condições, uma razão de recirculação elevada para os refrigerantes halogenados implicaria em vazões de refrigerantes significativamente altas, penalizando, consequentemente, a perda de carga.

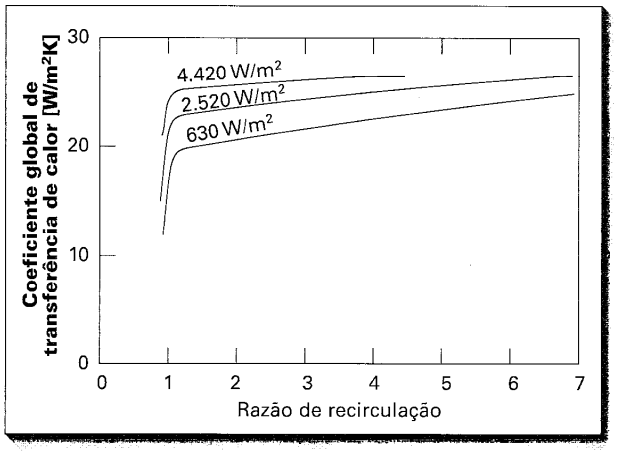


Figura 7.6 — O efeito da razão de recirculação e do fluxo de calor sobre o coeficiente global de transferência de calor de uma serpentina resfriadora de ar operando com refrigerante halogenado[2].

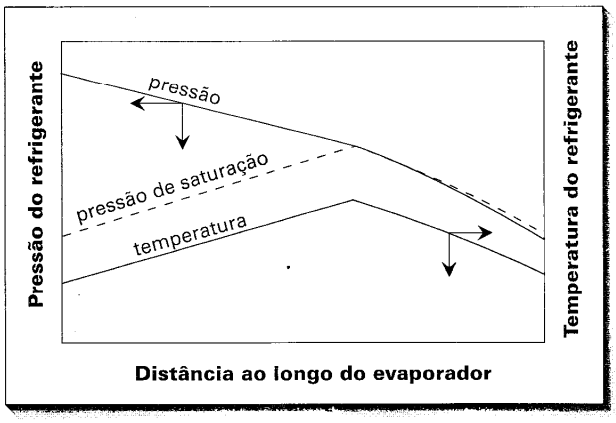


Figura 7.7 — Variação da temperatura e da pressão do refrigerante ao longo do evaporador para razões de recirculação elevadas.

Para finalizar, deve ser observado que experiências com evaporadores de placas para congeladores, operando com R-12, foram realizadas com valores de n variando entre 20 e 40[6]. Para valores convencionais de n (2 a 4) é provável que ocorra mudança de fase ao longo de todo o evaporador. Entretanto, para valores de n elevados, em virtude da queda de pressão, o refrigerante deve entrar no evaporador no estado de líquido sub-resfriado, como se mostra no gráfico da Fig. 7.7. À medida que o refrigerante líquido se desloca pelo evaporador, sua temperatura deve se elevar (não há mudança de fase - calor sensível), ao mesmo tempo em que a pressão diminui. Tal estado de coisas perdura até a seção onde as condições de saturação são atingidas. A partir de então, todo o calor transferido ao refrigerante é utilizado na mudança de fase e, à queda de pressão, corresponde uma redução da temperatura do refrigerante (temperatura de evaporação). Neste caso, privilegia-se a transferência de calor sensível, que pode ser vantajosa.

7.5 — Admissão do refrigerante

O refrigerante é, tradicionalmente, admitido no evaporador por duas regiões: pela parte superior, constituindo o que se denomina de alimentação por cima, ou pela parte inferior, em que a alimentação é denominada por baixo. A determinação do tipo de alimentação mais vantajosa continua a ser um tema controvertido. Cada esquema apresenta vantagens, de modo que o importante é aplicar adequadamente cada um deles.

Vantagens da alimentação por cima:

- carga menor de refrigerante, o que permite adotar um separador de líquido de menores dimensões;
- drenagem natural da serpentina antes do período de degelo.
- transporte do óleo de maneira contínua.

Vantagens da alimentação por baixo:

- melhor coeficiente de transferência de calor no lado do refrigerante;
- melhor distribuição de refrigerante pelos circuitos da serpentina.

Como pode se notar na Tabela 7.1, a ASHRAE[5] recomenda a adoção de razões de recirculação superiores para evaporadores com alimentação por cima.

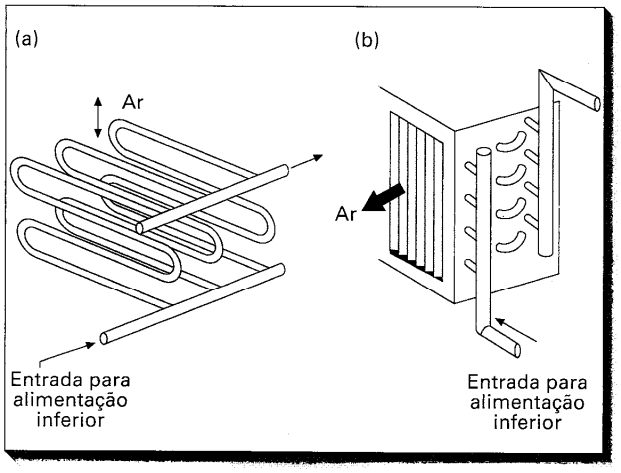


Figura 7.8 — Serpentinas com distribuidor e coletor: a) horizontais; b) verticais.

A disposição de circuitos pode ser a mais variada possível. A Fig. 7.8 ilustra duas possibilidades. Na da Fig. 7.8a, o distribuidor e coletor são dispostos horizontalmente, com circuitos se estendendo paralelamente em planos verticais. Essa disposição exige que a circulação do ar seja feita na direção vertical, para evitar diferenças significativas entre circuitos. No caso da Fig. 7.8b, o distribuidor e o coletor são dispostos verticalmente, com os circuitos se estendendo em planos inclinados (ou horizontais) paralelos. O ar, neste caso, deve escoar na direção horizontal. Os circuitos inferiores para circulação horizontal do ar, tendem, em geral, a receber uma vazão de refrigerante maior que os da parte superior[3]. A fim de promover uma melhor distribuição de vazões entre os distintos circuitos, alguns fabricantes instalam na entrada dos mesmos, orifícios cujo tamanho é inversamente proporcional à vazão que cada circuito permitiria caso o orifício não fosse instalado.

O tipo de degelo pode determinar a região de introdução do refrigerante. Assim, no caso de degelo por gás quente, a alimentação mais adequada seria por baixo, de modo a facilitar a remoção da grande quantidade de líquido presente no evaporador no seu início. O gás quente, neste caso, deve ser introduzido pela parte superior da serpentina. No caso do degelo elétrico, por água ou por ar, a alimentação mais apropriada seria por cima, uma vez que, neste caso, quando a alimentação de líquido é interrompida no início do degelo, o líquido que resta no evaporador pode ser removido por simples drenagem. Caso contrário, se a alimentação fosse feita por baixo, todo líquido residual presente no evaporador deveria ser previamente evaporado antes que se iniciasse o degelo propriamente dito.

7.6 — A recirculação por bomba

Um dos procedimentos anteriormente citados para circular o refrigerante pelos evaporadores envolve a utilização de bombas. Na Fig. 7.9 são ilustrados dois arranjos possíveis da tubulação. Em ambos, duas unidades com duplo objetivo são utilizadas: o de satisfazer cargas parciais de maneira mais adequada, pela desativação de uma delas,

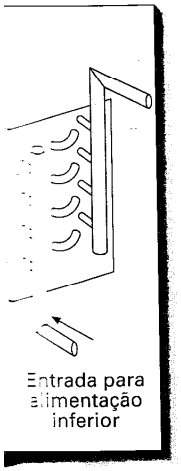
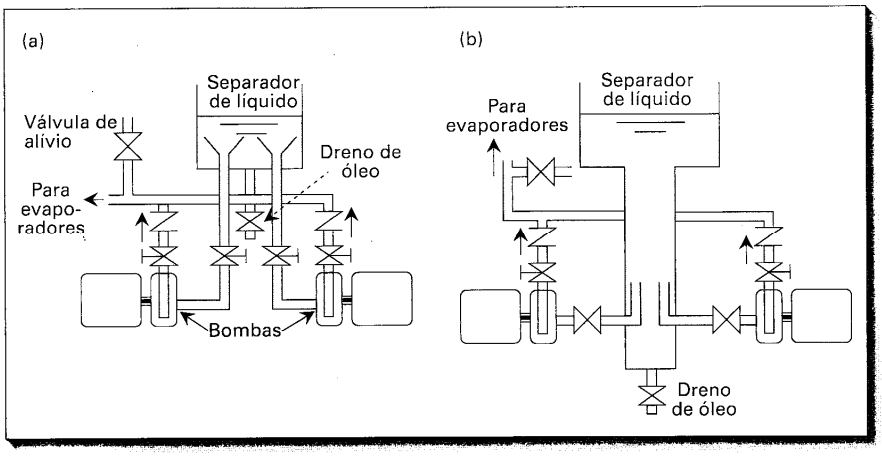


Figura 7.9 — Dois arranjos de tubulação para a bomba de recirculação de líquido.



ou o de manter o sistema em operação quando da manutenção de uma das bombas. Na mesma figura, também pode ser observada uma tubulação de drenagem de óleo no separador de líquido. No caso, por tratar-se de uma instalação de amônia, a drenagem do óleo é feita pelo fundo do reservatório, em região onde a velocidade do líquido e sua turbulência são reduzidas.

Os parâmetros fundamentais na seleção de uma bomba são a vazão e a altura manométrica (ou incremento de pressão). Parâmetros secundários como o NPSH (**N**et **P**ositive **S**uction **H**ead)*, o diâmetro do tubo de entrada e o tipo de válvula devem também ser levados em consideração. A vazão máxima que deve ser circulada pelas bombas corresponde à soma das vazões de projeto de cada uma das serpentinas, as quais podem ser avaliadas pela equação de definição da razão de recirculação, isto é, n x (taxa de mudança de fase). Tal procedimento pode parecer algo conservador, uma vez que admite a ocorrência de uma condição em que todas as serpentinas operariam simultaneamente com carga máxima, mas garante uma distribuição adequada de refrigerante em condições de elevada exigência de carga.

A altura manométrica, ou simplesmente altura, se relaciona ao incremento de pressão através da bomba pela conhecida expressão:

$$(\text{increm. de pressão, kPa}) = \frac{\left(\frac{\text{altura, m}}{}\right) \times \left(\frac{\text{densidade do líquido, kg/m}^3}{}\right) \times \left(\frac{9{,}81,\ \text{m/s}^2}{}\right)}{1.000}$$

O incremento de pressão deve compensar as perdas nos seguintes elementos:

** O NPSH é um índice adotado na literatura americana para verificação da possibilidade de cavitação em bombas centrífugas. Não houve preocupação com sua tradução, uma vez que o mesmo é conhecido no país por esse nome.*

- válvulas na linha de líquido.
- linhas de líquido.
- válvula de ajuste da vazão em cada serpentina.
- serpentinas.
- linha de retorno da mistura bifásica.

A bomba deve, ainda, compensar a altura manométrica resultante da diferença de nível entre as serpentinas e a superfície do líquido no separador.

Dentre as válvulas que devem ser instaladas no circuito estão incluídas as duas de bloqueio na aspiração e descarga das bombas, para permitir sua remoção para manutenção. Além disso, cada bomba deve vir acompanhada de uma válvula de retenção, instalada na descarga, para impedir o retorno de líquido pela bomba desativada, enquanto a outra permanece em operação. No caso de sistemas com degelo por gás quente, uma válvula de solenóide deve ser instalada na linha de alimentação de líquido para interromper o escoamento no início do período de degelo. A válvula de solenóide pode também ser necessária em sistemas dotados de controle termostático a fim de interromper a circulação de refrigerante pela serpentina quando ocorre uma queda na temperatura do ambiente refrigerado. Finalmente, sugere-se a instalação de uma válvula de controle do tipo agulha, operada manualmente, para efetuar o ajuste da vazão em cada serpentina.

A perda de carga em cada elemento da linha pode ser determinada através de informações fornecidas pelo fabricante, no caso de válvulas e serpentinas, e por procedimentos de avaliação de perda de carga em tubulações, abordados no Capítulo 9. Uma vez avaliada, a perda de carga total na tubulação deve ser corrigida de um fator superior a 1,25, para compensar a perda de carga nas válvulas de controle em cada evaporador. Tal compensação se faz necessária para garantir que cada válvula de ajuste disponha de pressão suficiente para alimentar adequadamente a serpentina.

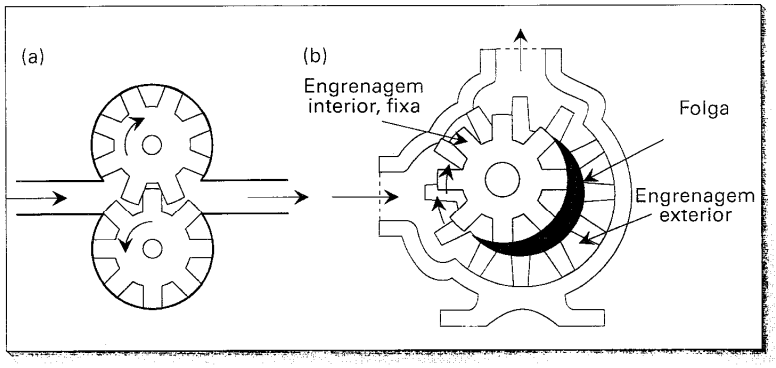
As bombas devem ser selecionadas com base na altura manométrica, calculada como sugerido nos parágrafos precedentes. Valores típicos giram em torno de 20 a 30 m, correspondendo à faixa de 175 a 200 kPa de incremento de pressão, para sistemas de amônia, e 350 a 400 kPa, para sistemas de R-22.

As bombas de recirculação operam com líquido no estado saturado, o que aumenta a possibilidade de ocorrência de cavitação. Este é o fenômeno de formação de bolhas por redução local da pressão ("flash"), podendo reduzir a capacidade de bombeamento ou até comprometê-la seriamente, em casos extremos. Para evitar a cavitação, o NPSH deve assumir um valor suficientemente alto, o que pode ser conseguido posicionando a bomba em um nível inferior adequado em relação à superfície livre no separador de líquido. Bolhas podem aparecer na linha de alimentação de líquido como resultado da extração de vapor do separador. Tal problema pode ser solucionado pela utilização de um separador do tipo descrito no Capítulo 11.

7.7 — Características das bombas de recirculação

Os dois tipos mais comuns de bombas de recirculação são as de deslocamento positivo e as centrífugas. Entre as primeiras, as que mais se destacam são as bombas de engrenagem, cujas características construtivas são indicadas na Fig. 7.10. Na primeira, denominada de engrenamento exterior (Fig. 7.10a), o líquido é forçado, pela ação do

Figura 7.10 — Duas características construtivas das bombas de engrenagem: a) com engrenamento exterior; b) com engrenamento interior.

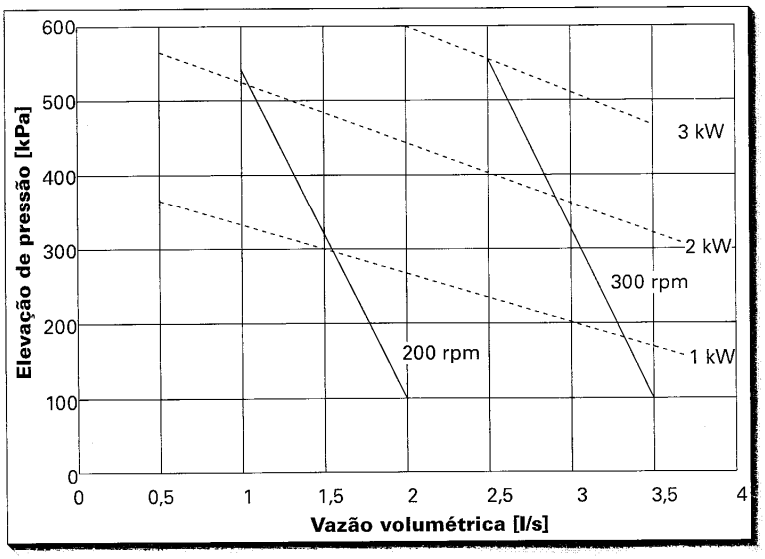


engrenamento, a ocupar o vão entre os dentes e a carcaça, deslocando-se pela rotação das engrenagens. No arranjo da Fig. 7.10b, denominado de engrenamento interior, o líquido é retido no espaço entre os dentes da engrenagem interior e no vão entre os dentes da engrenagem exterior e a carcaça, deslocando-se pela rotação de ambas as engrenagens.

As curvas características de uma bomba de engrenagem deveriam corresponder a uma família de semi-retas paralelas ao eixo das ordenadas. Cada uma dessas semi-retas corresponderia a uma dada rotação. Tal comportamento é resultante do fato do volume de líquido deslocado para cada giro das engrenagens ser constante. Assim, em princípio, o incremento de pressão não afetaria a vazão deslocada. Na realidade, como o retorno de líquido (fugas) resultante das folgas depende do incremento de pressão, aumentando com este, as curvas características assumem as formas indicadas na Fig. 7.11, com a vazão diminuindo progressivamente com o incremento de pressão, para uma dada rotação.

As bombas de deslocamento positivo se caracterizam por apresentarem uma vazão constante (a menos dos efeitos de retorno de líquido), o que as qualifica para instalações que operem sem mudanças significativas da vazão. Tal não seria o caso de instalações dotadas de válvulas de solenóide de controle de vazão, operadas termostaticamente. Em aplicações com bombas de deslocamento positivo, deve se tomar algumas precauções na instalação de válvulas de bloqueio, uma vez que o seu acionamento durante a operação causaria uma elevação exagerada da pressão, em virtude das características da bomba. Uma solução para contornar esse problema consiste na instalação de uma válvula de alívio, como indicado na Fig. 7.12a, a qual se abre quando a pressão ultrapassa um limite superior previamente estabelecido, permitindo o retorno de líquido para o separador. Como uma válvula de bloqueio deve ser instalada na linha de alívio para permitir a retirada da bomba para manutenção, é possível que essa válvula seja fechada acidentalmente, do que pode resultar a retenção de líquido no espaço entre as válvulas (de alívio e de bloqueio). Esse líquido, ao ser aquecido durante períodos de parada da instalação, poderia promover um aumento de pressão a ponto de ocasionar uma ruptura do tubo ou danificar as válvulas, razão pela qual certos fabricantes recomendam a

Figura 7.11 — Curvas características e de potência no eixo de bombas de engrenagens para amônia líquida[7].



instalação de válvulas de alívio de duplo efeito, as quais também permitem o alívio para a linha de líquido.

O outro tipo de bomba freqüentemente utilizado em instalações de recirculação de líquido é a centrífuga, cujas curvas características apresentam o aspecto ilustrado na Fig. 7.13. Certos fabricantes apresentam as curvas características em termos da altura manométrica porque, nesse caso, elas podem ser aplicadas a qualquer tipo de refrigerante, desde que as viscosidades não apresentem diferenças significativas.

Figura 7.12 — Válvulas de alívio em instalações com bombas: a) de deslocamento positivo; b) centrífugas.

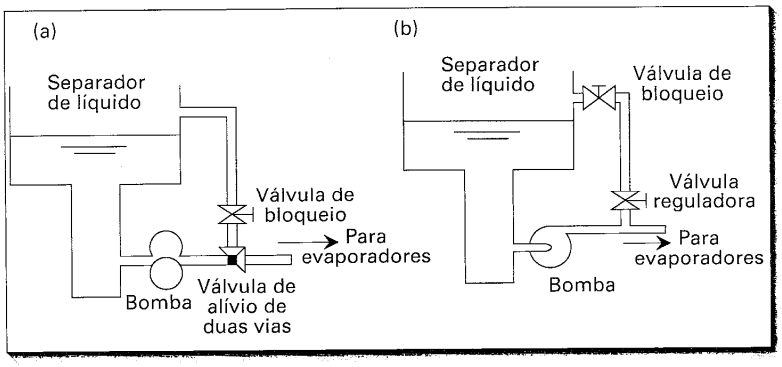
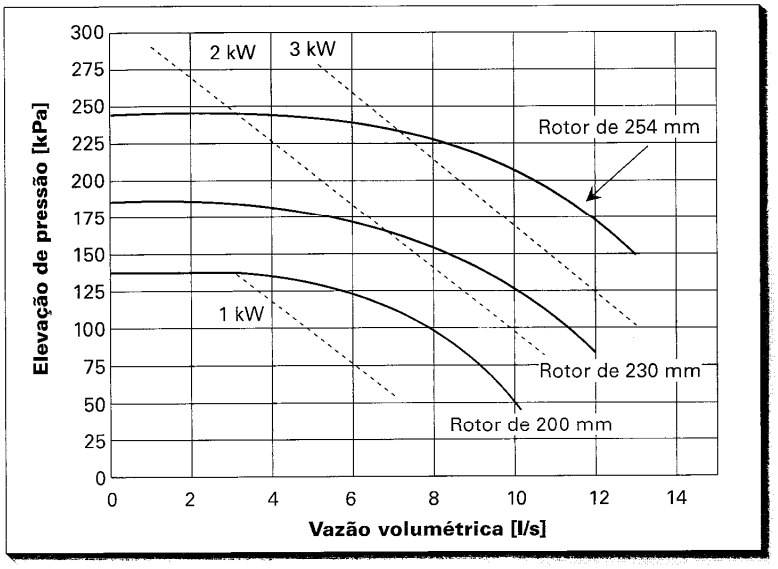


Figura 7.13 — Curvas características e de potência no eixo de uma bomba centrífuga de amônia, para uma rotação de 1.750 rpm[8].



As curvas características da Fig. 7.13 mostram que as bombas centrífugas apresentam um limite de pressão para cada rotação. Nessas condições, elas se adaptam a sistemas com demanda de vazão variável. Entretanto, algumas precauções devem ser tomadas em operação a baixas vazões, quando pode ocorrer um aquecimento excessivo do líquido no rotor, com possível formação de vapor. Para evitar tal situação, certa quantidade de líquido é desviada de volta ao separador, como indicado na Fig. 7.12b, permitindo com isso que a vazão circulada pela bomba se mantenha acima de condições críticas.

As bombas centrífugas em uso na recirculação de líquido podem ser do tipo aberto ou hermético, como ilustrado na Fig. 7.14. Nas abertas, Fig. 7.14a, o eixo de acionamento atravessa a carcaça da bomba, razão pela qual essa região deve ser adequadamente selada, quer para evitar a fuga do refrigerante, quer para impedir que ar exterior adentre o sistema, quando este opere a pressões inferiores à atmosférica. Um tipo de selo bastante efetivo é o indicado na Fig. 7.14a, que se constitui de uma selagem dupla. A cavidade entre os dois selos é preenchida por óleo submetido a uma pressão elevada, pela ação de vapor de refrigerante, como se mostra na figura. Por ação dessa pressão, uma pequena quantidade de óleo pode escapar para o exterior ou penetrar no sistema. A reposição de óleo é, geralmente, efetuada através de uma bomba manual.

A bomba hermética elimina o problema da selagem, uma vez que o motor de acionamento é instalado no interior da mesma carcaça. Entretanto, os motores se caracterizam por apresentarem eficiências inferiores àquelas dos motores das bombas abertas. Na bomba ilustrada na Fig. 7.14b, o rotor do motor de acionamento é encapsulado em uma carcaça de material não magnético, freqüentemente aço inoxidável.

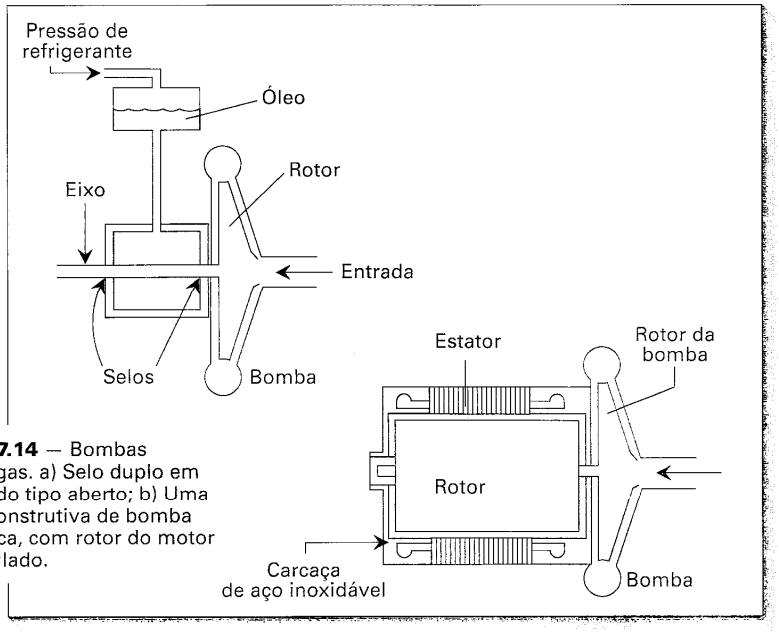
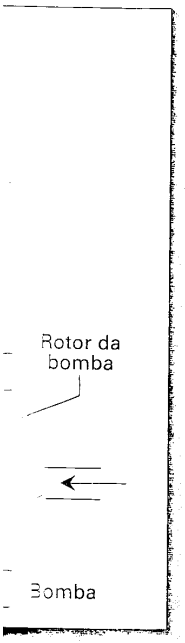


Figura 7.14 — Bombas centrífugas. a) Selo duplo em bomba do tipo aberto; b) Uma forma construtiva de bomba hermética, com rotor do motor encapsulado.

7.8 — A recirculação de líquido por pressão de gás

No início deste capítulo foi sugerido que a alternativa para as bombas em sistemas com recirculação de líquido é o bombeamento por intermédio de refrigerante gasoso a alta pressão. Uma grande variedade de concepções é utilizada, mas um aspecto comum a todas é a existência de um vaso de bombeamento, mantido a baixa pressão durante o período de enchimento, pela drenagem de líquido do reservatório de baixa pressão (separador de líquido), e pressurizado durante o período de bombeamento para os evaporadores. Nos Estados Unidos da América, duas organizações, a J.E. Watkins e a H.A. Phillips, foram responsáveis pelo desenvolvimento dos sistemas de bombeamento por gás pressurizado. O material aqui desenvolvido tomará por base três concepções distintas, apresentadas por ordem cronológica de desenvolvimento.

Concepção 1 Um dos primeiros sistemas de recirculação por gás pressurizado é o que se indica esquematicamente na Fig. 7.15, no qual o líquido enviado aos evaporadores provém alternadamente dos reservatórios de baixa e de alta pressão. O posicionamento das válvulas durante um ciclo de operação é indicado na Tabela 7.2, adiante. Durante o período de um ciclo de operação em que o reservatório de alta pressão (tanque de líquido) alimenta diretamente os evaporadores, através da válvula nº 1, líquido é enviado do reservatório de baixa pressão para o reservatório de bombeamento, através da válvula nº 3. O vapor deslocado é aliviado para o reservatório de baixa pressão, através da válvula de alívio nº 2. A válvula nº 4 deve permanecer fechada. Quando o nível do líquido atinge a região do sensor E-2, as quatro válvulas invertem seu posicionamento.



em sistemas com
ante gasoso a alta
aspecto comum a
pressão durante o
de baixa pressão
eamento para os
E. Watkins e a
de bombeamento
três concepções

surizado é o que
os evaporadores
posicionamento
diante. Durante o
anque de líquido)
ido é enviado do
através da válvula
essão, através da
ando o nível do
posicionamento.

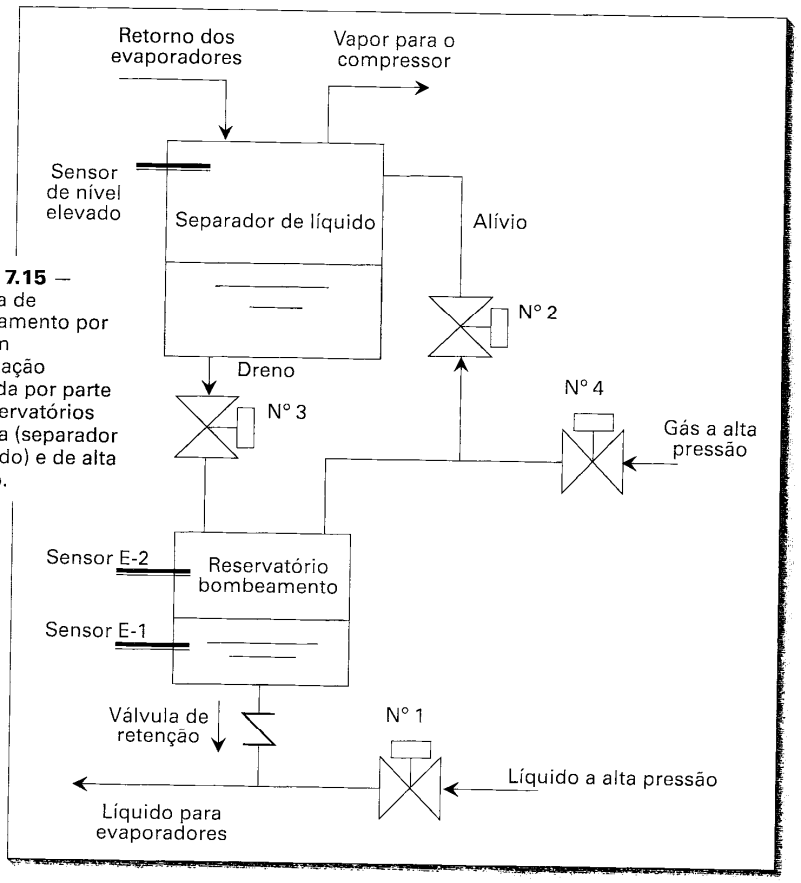


Figura 7.15 — Sistema de bombeamento por gás com alimentação alternada por parte dos reservatórios de baixa (separador de líquido) e de alta pressão.

de modo que o líquido é enviado aos evaporadores, através do reservatório de bombeamento, pela ação do gás a pressão elevada proveniente do reservatório de alta pressão, através da válvula nº 4. A válvula de retenção, na saída do reservatório de bombeamento, permite a passagem de líquido proveniente do mesmo, mas impede a passagem do líquido proveniente do reservatório de alta pressão. O bombeamento prossegue até que o nível de líquido atinge a região do sensor E-1, quando as válvulas retornam ao seu posicionamento original.

A concepção acima descrita apresenta a vantagem de exigir somente um reservatório de bombeamento. A desvantagem está relacionada à circulação alternada de líquido quente e frio.

Tabela 7.2 — Posicionamento das válvulas na concepção 1.

	Líquido proveniente do: Reservatório de alta pressão	Reservatório de bombeamento
Válvula nº 1	aberta	fechada
Válvula nº 2	aberta	fechada
Válvula nº 3	aberta	fechada
Válvula nº 4	fechada	aberta

Concepção 2 A principal característica do segundo sistema é a utilização de dois reservatórios de bombeamento, como se ilustra na Fig. 7.16. Enquanto um dos reservatórios bombeia líquido para os evaporadores por ação do gás a alta pressão, o outro é enchido pela drenagem de líquido do reservatório a baixa pressão. A mudança de tanque é obtida pela atuação das válvulas A e B, de três vias. Enquanto a válvula A liga a linha de alívio ao reservatório A, possibilitando o seu enchimento, a válvula B liga o reservatório B à linha de gás de alta pressão, propiciando, com isso, o bombeamento de líquido para os evaporadores. O acionamento das válvulas de três vias, que determina a alternância dos reservatórios de bombeamento, poderia ser iniciado pelo nível de líquido máximo no reservatório que passa pelo processo de enchimento e/ou pelo nível de líquido mínimo no reservatório que bombeia. Entretanto, esse procedimento não é adotado na prática, preferindo-se a utilização de um temporizador ("timer"). Este

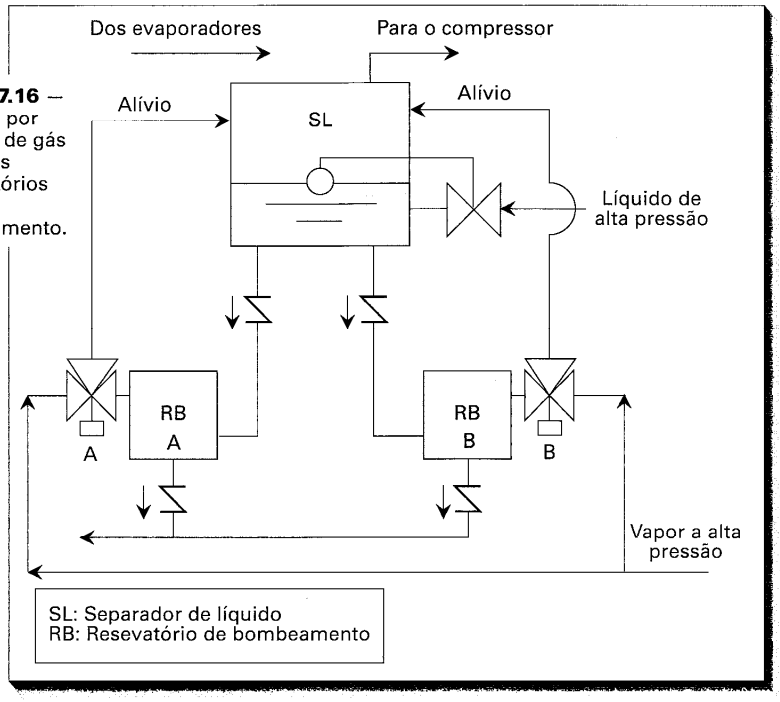


Figura 7.16 — Sistema por pressão de gás com dois reservatórios de bombeamento.

determina a in
fixados, os quais
(ou se fixem)
circulada em ca
dimensionados
pode afetar a va
essa pressão se
intermediária é
bombeamento é
pode sofrer var

O sistema
em que propor
O sistema se
evaporadores
ambiente.

Concepção 3
tindo basicame
pressão contro
bombeamento.
realiza o bomb

Vap

Figura 7.17 — Sistema de bombeamento por gás através de um reservatório de pressão controlada.

determina a inversão dos reservatórios de bombeamento a intervalos de tempo pré-fixados, os quais, geralmente, são da ordem de 2 minutos. Assim, desde que se conheçam (ou se fixem) o intervalo de tempo e a vazão máxima de refrigerante que deve ser circulada em cada evaporador, os reservatórios de bombeamento poderão ser facilmente dimensionados. Deve-se observar, nesta altura, que a pressão do gás de bombeamento pode afetar a vazão de refrigerante, elevando-a com seu crescimento. O ideal seria que essa pressão se mantivesse constante, razão pela qual deve se escolher vapor à pressão intermediária em sistemas de duplo estágio de compressão. Quando o gás de bombeamento é extraído à pressão de condensação, a vazão de líquido nos evaporadores pode sofrer variações significativas, dependendo das condições ambientes no exterior.

O sistema da Fig. 7.16 elimina o problema apresentado pelo anterior, no sentido em que proporciona uma circulação de líquido a temperatura praticamente constante. O sistema se caracteriza pela desvantagem de propiciar uma vazão de líquido nos evaporadores que depende da pressão do gás de bombeamento, afetada pelas condições ambiente.

Concepção 3 O sistema ilustrado na Fig. 7.17 é o mais popular na atualidade, consistindo basicamente de três reservatórios: o de baixa pressão, o de bombeamento e o de pressão controlada, RPC. Os dois primeiros operam da maneira convencional, mas o de bombeamento, ao invés de enviar líquido aos evaporadores, o dirige para o RPC, que realiza o bombeamento propriamente dito. A pressão no RPC é controlada pela ação da

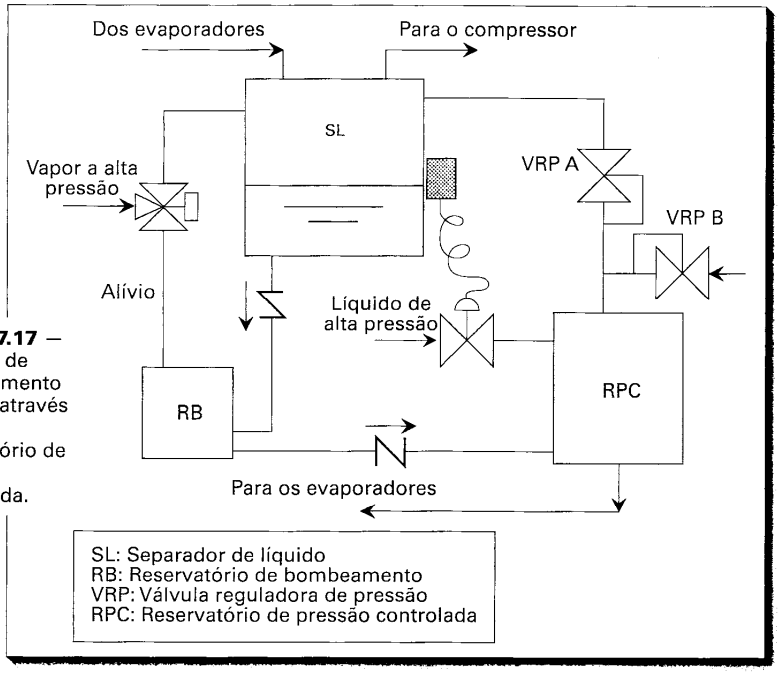


Figura 7.17 — Sistema de bombeamento por gás através de um reservatório de pressão controlada.

válvula reguladora de pressão A, VRP A, que permite o alívio para o reservatório de baixa pressão. Na Fig. 7.17 mostra-se uma opção de controle da vazão de líquido através do nível no reservatório de baixa pressão (separador de líquido). Outra possibilidade consiste em instalar uma válvula, denominada de válvula de bóia de alta pressão, entre o condensador (ou tanque de líquido) e o RPC. No sistema da Fig. 7.17 não é necessário um reservatório de alta pressão, uma vez que o RPC pode realizar as suas funções. A VRP B tem a função de permitir a admissão de vapor a alta pressão no RPC, quando a taxa de vapor de "flash", resultante do líquido a alta pressão, não é suficiente. Nessas condições, sua regulagem deve corresponder a uma pressão algo inferior à pressão de ajuste da VRP A. A operação do sistema consiste, basicamente, no enchimento do RPC alternadamente pelo reservatório de bombeamento e pelo líquido a alta pressão, através da válvula controlada pelo nível de líquido no reservatório de baixa pressão (separador de líquido). Neste sistema, a pressão de alimentação do líquido independe tanto da pressão de condensação quanto da intermediária, o que constitui a principal vantagem sobre o precedente.

7.9 — Análise energética do bombeamento por gás

Há uma grande controvérsia no meio técnico a respeito do procedimento mais vantajoso de bombeamento em sistemas de recirculação de líquido. A verdade é que as opiniões são afetadas pela experiência do interessado. Assim, um projetista com larga experiência num dos sistemas dificilmente aceitará as vantagens do outro. Pode-se afirmar, entretanto, que análises objetivas permitem concluir que o sistema por pressão de gás apresenta um custo inicial inferior, uma operação de manutenção pouco freqüente e simples, além da impossibilidade de ocorrência da cavitação. Por outro lado, há uma quase unanimidade no meio técnico sobre o fato do bombeamento por gás exigir um consumo maior de energia. Esses sistemas exigem, além disso, a instalação de reservatórios adicionais, o que eleva o custo inicial que, entretanto, ainda é inferior ao custo das bombas. Os únicos componentes que exigem alguma manutenção nos sistemas de bombeamento por gás são as válvulas de solenóide, as quais, entretanto, se caracterizam por uma vida útil relativamente longa. É comum apresentarem alguns problemas no início de operação da instalação, pela deposição de particulados que não foram removidos pelos filtros.

Uma das desvantagens do sistema de bombeamento por pressão de gás é o maior consumo energético. Esse ponto pode ser abordado de forma objetiva (quantitativa) através de uma avaliação do consumo de energia de ambos os sistemas. Mesmo que da análise somente resultem ordens de grandeza, tais resultados poderão auxiliar na adoção de um dos processos. No caso da instalação em que se adotam bombas, a avaliação do consumo energético é simples, como se mostrará no Exemplo 7.1, a seguir. Quando o bombeamento se faz por pressão de gás, o procedimento é um pouco mais elaborado, como se mostrará a seguir com a ajuda da representação esquemática do sistema, ilustrada na Fig. 7.18. Quando o processo de descarga do reservatório de bombeamento é concluído, o volume ocupado pelo vapor é $V_A + V_B$ (Fig. 7.18). Nesse instante, a válvula de três vias é acionada, bloqueando a linha de alta pressão e procedendo ao alívio para o reservatório de baixa pressão, através de uma expansão não resistida do vapor. A energia disponível no vapor a alta pressão que é expandido não pode ser recuperada. Assim, a energia necessária em um ciclo de bombeamento corresponde àquela de comprimir o vapor até a pressão de bombeamento. A energia necessária para bombear o volume de líquido VB pode ser calculada como indicado a seguir:

(1) Massa de vapor a alta pressão necessária para bombear o volume V_B de líquido:

(massa de vapor a alta pressão que ocupa $V_A + V_B$)

menos

(massa de vapor que ocupa $V_A + V_B$ após o alívio).

isto é,

$$(V_A + V_B)\,\rho_{ap} - (V_A + V_B)\,\rho_{bp} = (V_A + V_B)\,(\rho_{ap} - \rho_{bp})$$

onde: ρ_{ap} = densidade do vapor a alta pressão, kg/m^3
ρ_{bp} = densidade do vapor a baixa pressão, kg/m^3

(2) Energia para o bombeamento do volume V_B de líquido

$$\text{Energia, kJ} = (V_A + V_B)\,(\rho_{ap} - \rho_{bp})\,(\Delta h)$$

onde: Δh = trabalho de compressão da massa $(V_A + V_B)\,(\rho_{ap} - \rho_{bp})$ de vapor desde a pressão baixa até a alta, kJ/kg.

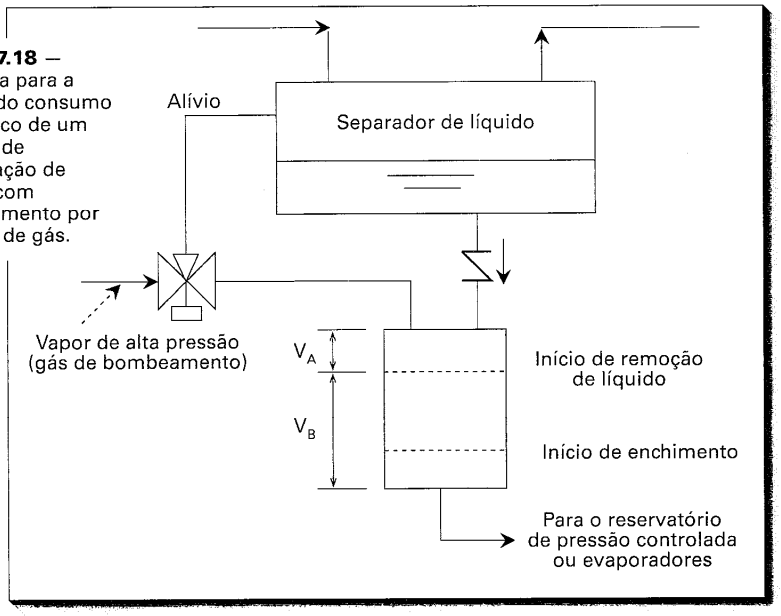


Figura 7.18 — Esquema para a análise do consumo energético de um sistema de recirculação de líquido com bombeamento por pressão de gás.

No exemplo a seguir apresentado, o procedimento desenvolvido nos parágrafos precedentes será revisto num contexto de comparação dos consumos energéticos dos dois sistemas de bombeamento.

Exemplo 7.1

Determine a energia necessária para bombear um volume V_B de líquido em um sistema de recirculação de amônia, cujos evaporadores e reservatórios de baixa pressão operam a uma temperatura de saturação de −26° C, correspondendo a uma pressão de 144,6 kPa, através dos seguintes dispositivos:

a) bomba, para um incremento de pressão de 200 kPa;

b) por pressão de gás, em que o tanque de líquido (alta pressão) apresenta uma temperatura de saturação de 28° C, correspondendo a uma pressão de 1.100 kPa; e

c) por pressão de gás, de um resfriador intermediário a uma temperatura de saturação de −2° C, correspondendo a uma pressão de 399 kPa.

Solução

Na análise que se segue, admitir-se-á que a bomba e o seu motor de acionamento apresentam 100% de eficiência. Tal hipótese não compromete a comparação, uma vez que o processo de compressão do vapor será, também, admitido ideal.

a) O valor de 200 kPa, para o incremento de pressão na bomba, é típico nos sistema de recirculação de líquido, de modo que a energia necessária para que um volume, V_B, de líquido seja comprimido deverá ser igual a:

energia = (200 kPa) (V_B, m^3) = 200 V_B, kJ

O cálculo acima não inclui o desvio de líquido, normalmente instalado, como indicado na Fig. 7.12b.

b) Densidades do vapor:

Os volumes específicos podem ser obtidos das tabelas de amônia do Apêndice, de modo que as densidades podem ser facilmente calculadas

alta pressão: 1/0,1171 = 8,54 kg/m^3
baixa pressão: 1/0,806 = 1,24 kg/m^3

A massa de vapor que deve ser comprimida será, então, de:

(8,54 − 1,24) (V_A + V_B) = 7,3 (V_A + V_B), kg,

O trabalho de compressão isoentrópica entre as pressões de 145 e 1.100 kPa será de*

Δh = 1.735 − 1.429 = 306 kJ/kg

de modo que o trabalho de bombeamento resultará igual a:

7,3 (V_A + V_B) (306) = 2.234 (V_A + V_B), kJ

c) Neste caso deve se adotar o mesmo procedimento que em b, exceto que a pressão alta é de 400 kPa, com o que a densidade do vapor a

** Os valores de entalpia indicados correspondem ao estado saturado do vapopr à baixa pressão, 145 kPa, e ao vapor superaquecido resultante de uma compressão isoentrópica até a pressão de 1.100 kPa.*

alta pressão resulta igual a 3,223 kg/m^3. Nessas condições, a compressão isoentrópica se dá entre as pressões de 145 e 400 kPa, resultando um trabalho de compressão de 135 kJ. Assim, o trabalho de bombeamento será igual a:

$$267\ (V_A + V_B),\ kJ$$

Os resultados do Exemplo 7.1 sugerem algumas conclusões a respeito da relação entre o consumo de energia e o procedimento de bombeamento do líquido. A primeira delas é que o volume acima do nível máximo de líquido no reservatório de bombeamento, designado por V_A, implica num consumo adicional de energia, uma vez que deve ser preenchido e aliviado a cada ciclo de bombeamento. Outra conclusão importante diz respeito à grande sensibilidade que o bombeamento por gás apresenta em relação à alta pressão. No exemplo, verificou-se que o trabalho de bombeamento é reduzido de aproximadamente 8 vezes quando se utiliza vapor à pressão intermediária em relação ao vapor à pressão de condensação. Observe-se, além disso, que a operação à pressão intermediária propicia pressão suficiente para circulação do líquido, uma vez que a diferença entre a pressão intermediária e a de evaporação é de 400 – 145 = 255 kPa , superior à queda de pressão total no sistema, admitida igual a 200 kPa. Assim, se pressão intermediária for disponível e suficiente para o bombeamento, o sistema por pressão de gás pode ser comparável, em termos de consumo energético, ao sistema que utiliza bombas, a menos do consumo adicional representado pelo volume V_A. Em todo caso, o consumo de energia do sistema por pressão de gás, que tenha como única fonte vapor à pressão de condensação, pode ser amenizado pela instalação de uma válvula reguladora de pressão na linha de vapor, a fim de reduzir a pressão do vapor enviado ao reservatório de bombeamento. Essa redução de pressão, embora ainda possibilite o bombeamento, permite reduzir a massa de vapor admitida no reservatório, com o que o trabalho de compressão também é reduzido, uma vez que se verifica uma diminuição na quantidade de vapor que é aliviado e que deve ser novamente comprimido.

Os sistemas de bombeamento por gás apresentam outra característica desfavorável, não levantada no exemplo precedente. Ela está relacionada ao aquecimento do líquido e das paredes do reservatório de bombeamento pelo vapor de alta pressão. A avaliação desse efeito é problemática, como sugeriram Lorentzen e Baglo[9], que observaram uma estratificação da temperatura do líquido pela análise de resultados experimentais. Embora a temperatura do líquido possa variar entre aquela do vapor a alta pressão, na região superior, e a correspondente à pressão de saturação na região inferior, Lorentzen e Baglo verificaram que o referido efeito poderia ser quantificado, admitindo que 10% do líquido tem sua temperatura elevada até a do vapor a alta pressão, enquanto a temperatura do restante permanece inalterada. A elevação da temperatura do líquido implica numa redução do efeito de refrigeração no evaporador. Para as condições do Exemplo 7.1, os seguintes resultados podem ser obtidos em termos do efeito de refrigeração* :

- o líquido não é aquecido: 1.429 – 81,5 = 1.347,5 kJ/kg
- aquecimento de 10% do líquido a –2° C: 1.429 – 92 = 1.337 kJ/kg
- aquecimento de 10% do líquido a –28° C: 1.429 – 107 = 1.332 kJ/kg

** O efeito de refrigeração é calculado como a diferença entre as entalpias do vapor saturado a -26° C, 1.429 kJ/kg, e a entalpia média do líquido, avaliada como a média proporcional à massa; $h_l = 0{,}9\ h_l\ (-26°C) + 0{,}1\ h_l\ (-2°C)$.*

A redução no efeito de refrigeração é inferior a 10%, mas se aplica, não somente ao líquido evaporado, mas à totalidade do que é circulado. Na concepção 3, Fig. 7.17, a taxa com que se processa o bombeamento a partir do reservatório de pressão controlada é superior àquela das demais concepções, de modo que o tempo disponível para o aquecimento do líquido é inferior, minimizando-se, assim, o referido efeito.

Resumindo as considerações dos parágrafos precedentes, pode se afirmar que o custo de bombeamento em sistemas de recirculação por pressão de gás pode ser de 50 a 100% superior ao dos sistemas que utilizam bomba. Esses índices se aplicam a sistemas que utilizem pressão intermediária, supondo-se que a mesma seja suficiente para efetuar o bombeamento de líquido. Nessas condições, o projetista deve ponderar esse inconveniente na decisão sobre que sistema utilizar, em face das vantagens dos sistemas de bombeamento de gás, anteriormente referidas.

7.10 — Considerações finais

Na Seção 7-3 foram enumeradas as vantagens e desvantagens dos sistemas com recirculação de líquido, do que se concluiu que tais sistemas são interessantes em aplicações de baixa temperatura de evaporação, dotados de múltiplos evaporadores, especialmente quando afastados da sala de máquinas. Em sistemas com duplo estágio de compressão, os evaporadores à pressão intermediária poderiam ser do tipo expansão direta, ao passo que os de baixa temperatura poderiam operar com recirculação de líquido. Outra possibilidade seria adotar, também, a recirculação de líquido no estágio intermediário de pressão, com o tanque de "flash"/resfriador intermediário operando como reservatório de baixa pressão.

A adoção da recirculação de líquido poderia não se limitar a aplicações de baixa temperatura de evaporação, onde predomina. Recentemente tem se defendido sua aplicação a sistemas de temperatura de evaporação mais elevada, como em condicionamento de ar[10,11], onde as vantagens da recirculação de líquido poderiam ser adequadamente exploradas. Além disso, em sistemas de temperatura de evaporação elevada, a recirculação de líquido apresentaria a vantagem adicional de facilitar a separação e o retorno do óleo, uma vez que, neste caso, geralmente são utilizados refrigerantes halogenados, caracterizados por sérios problemas com o retorno do óleo em evaporadores de expansão direta.

Alguns fabricantes tem facilitado a adoção de sistemas com recirculação de líquido, entregando o sistema pronto para ser ligado à instalação, através de interfaces com:

- suprimento de líquido a alta pressão,
- suprimento de líquido para os evaporadores,
- retorno da mistura bifásica,
- linhas de vapor para os compressores.

Os componentes incorporados ao pacote fornecido pelo fabricante podem incluir o reservatório de baixa pressão (separador de líquido), bomba(s), controle do nível de líquido e conexões para a drenagem e retorno do óleo.

REFERÊNCIAS

1. Wile, D. D. [illegible] International [illegible]
2. Lorentzen [illegible] Piping, [illegible]
3. Niederer [illegible] Air Condi[illegible]
4. Geltz, R. [illegible] tioning. [illegible]
5. "ASHRAE [illegible] erating, [illegible]
6. Lorentzen [illegible] View to the [illegible] das Comissões
7. "Viking [illegible] 1976.
8. "Cornell [illegible]
9. Lorentzen [illegible] System, [illegible] tute of Refrig
10. Bongio, V. [illegible] Conditioning
11. Stamm, E. [illegible] tion" Heating

REFERÊNCIAS

1. Wile, D. D., 1962, "Evaporator Performance with Liquid Refrigerant Recirculation," International Institute of Refrigeration, Anexo 1962-1, p 281, Washington, DC.
2. Lorentzen, G., 1965, "How to Design Piping for Refrigerant Recirculation," Heating, Piping, and Air Conditioning, pp 139-152, junho 1965.
3. Niederer, D. H., 1964, "Liquid Recirculation, Top or Bottom Feed, What Rate of Feed?" Air Conditioning and Refrigeration Business, dezembro 1963 e julho 1964.
4. Geltz, R. W., 1967, "Pump Overfeed Evaporator Refrigeration Systems," Air Conditioning, Heating and Refrigeration News, p 42, março 1967.
5. "ASHRAE Handbook of Refrigeration 1998," American Society of Heating, Refrigerating, and Air-conditioning Engineers, Atlanta, GA.
6. Lorentzen, G., 1974, "Design of Refrigerant Recirculation Systems with a Special View to their Use for Contact Freezers on Board Fishing Vessels," Anais do Encontro das Comissões B2 and D3, International Institute of Refrigeration, Toquio.
7. "Viking pumps," Viking Pump Division, Houdaille Industries, Inc., Cedar Falls, IA, 1976.
8. "Cornell Refrigerant Pump," Cornell Pump Company, Portland, OR, 1983.
9. Lorentzen, G. e Baglo, O. D., 1959, "An Investigation of a Gas Pump Recirculation System," Anais do 10º International Congress of Refrigeration, International Institute of Refrigeration, Copenhage.
10. Bongio, V. J., 1985, "Industrial Studies in Energy Retrofit," Heating, Piping, and Air Conditioning, pp 95-100, março 1985.
11. Stamm, R. H., 1978, "Recirculated Refrigerant Systems and HVAC Energy Conservation" Heating, Piping, and Air Conditioning, pp 51-56, fevereiro 1978.

CAPÍTULO 8 CONDENSADORES

8.1 — Tipos utilizados na refrigeração industrial

Os três tipos de condensadores aplicados na refrigeração industrial, ilustrados na Fig. 8.1, são:

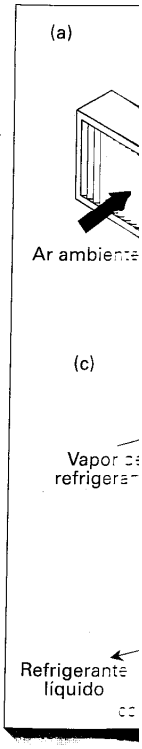
- resfriado a ar
- resfriado a água
- evaporativo

Ao contrário do que ocorre na refrigeração comercial e no condicionamento de ar, em que a maioria dos condensadores é resfriada a ar, na refrigeração industrial predomina o tipo evaporativo. Outro aspecto que diferencia as áreas é a instalação em paralelo dos condensadores, muito comum em refrigeração industrial, mas raramente utilizada nos outros segmentos. No condensador resfriado a ar, Fig. 8.1a, o refrigerante se condensa rejeitando calor, através de uma superfície aletada, para o ar ambiente, circulado por um ventilador, geralmente, do tipo axial.

Dois tipos construtivos disputam o mercado de condensadores resfriados a água: o tradicional carcaça/tubos, Fig. 8.1b, e o de placas, em geral brazadas, ilustrado na Fig. 8.1c. No caso do tipo carcaça/tubos, o refrigerante se condensa na carcaça e a água circula pelos tubos. No caso do tipo placas, o refrigerante se condensa escoando no sentido descendente ao passo que a água circula no sentido ascendente. A água aquecida pela condensação do refrigerante é circulada por bombas através de uma torre de resfriamento, de onde retorna ao condensador.

A Fig. 8.1d ilustra de forma esquemática um condensador evaporativo, cujas características construtivas são semelhantes às de uma torre de resfriamento. O calor rejeitado pelo refrigerante é transferido sucessivamente à água e ao ar ambiente, que é, em última análise, o meio de resfriamento. Ar não é utilizado em casos em que a água é extraída de uma fonte como um poço, um lago ou um rio. Embora o presente capítulo seja dedicado a uma análise dos condensadores em geral, aos evaporativos será dedicado um tratamento diferenciado em virtude de sua importância nas aplicações industriais.

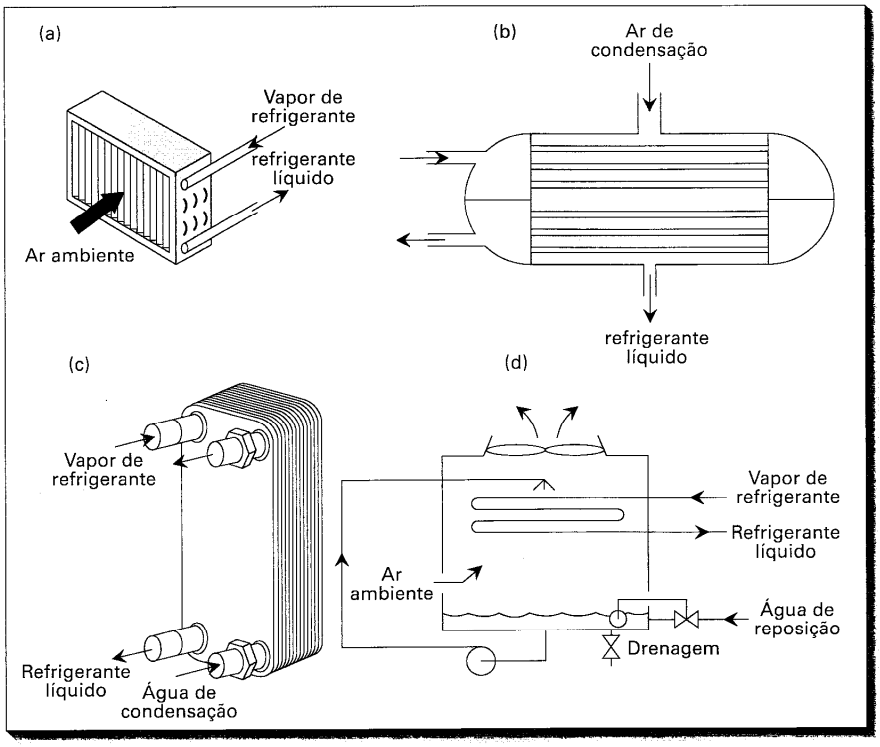
Figura 8.1 tipo carcaça



8.2 — Conc

Um dos pion
modelo de
modelo de N
formando u
cuja espessur
na Fig. 8.2.
tância térmi
dividida pel
expressão pa
condensaçã

Figura 8.1 — Tipos de condensador: a) resfriado a ar; b) resfriado a água tipo carcaça-tubos; c) resfriado a água tipo placas; d) evaporativo.



8.2 — Condensação em superfícies exteriores

Um dos pioneiros da Transferência de Calor, Willhelm Nusselt, desenvolveu o primeiro modelo de condensação sobre superfícies frias, no início deste século[1]. Segundo o modelo de Nusselt, vapor se condensa sobre a superfície de uma placa plana vertical, formando uma película de condensado, aderida à parede, que escorre por gravidade e cuja espessura cresce, à medida que mais vapor condensado é agregado, como ilustrado na Fig. 8.2. O coeficiente local de transferência de calor é considerado igual à condutância térmica do filme de condensado, isto é, a condutividade térmica do líquido dividida pela espessura da película. Assim, Nusselt foi capaz de desenvolver uma expressão para o coeficiente de transferência de calor médio, extensivo à superfície de condensação, dado pela seguinte expressão:

$$h_c = 0{,}943\left(\frac{g\rho^2 h_{lv} k^3}{\mu \Delta t L}\right)^{1/4} \qquad (8\text{-}1)$$

onde h_c = coeficiente de transferência de calor médio, W/m^2K.
g = aceleração da gravidade = 9,81 m/s^2
r = densidade do condensado, kg/m^3
h_{lv} = calor latente de vaporização do vapor, kJ/kg
k = condutividade térmica do condensado, W/mK
μ = viscosidade dinâmica do condensado, Pa.s
Δt = diferença entre as temperaturas do vapor e da superfície da placa, °C
L = comprimento vertical da placa, m.

Uma pergunta que o leitor deve ter se feito nesta altura é se existe alguma aplicação prática para o modelo de Nusselt. Na realidade, a única aplicação direta do modelo seria um antigo condensador a água, de tubos verticais, em que a água circulava por gravidade no interior dos tubos, para mantê-los limpos, e o refrigerante se condensava na superfície exterior. Entretanto, algumas adaptações no modelo de Nusselt permitem prever, com razoável precisão, o coeficiente de transferência de calor na superfície exterior de um condensador como o da Fig. 8.1b. Assim, se o comprimento da placa, L, for substituído pelo produto do número de tubos em uma fileira vertical pelo seu diâmetro exterior, resultados experimentais podem ser correlacionados por uma equação do tipo da Eq. (8-1). Os resultados obtidos por L. White[2] indicam que o coeficiente deveria ser 0,63 (ao invés de 0,943, obtido por Nusselt), ao passo que Goto[3] sugere 0,65. Assim, para um condensador com N tubos de diâmetro D nas fileiras verticais, pode se afirmar que:

$$h_c = 0,64\left(\frac{g\rho^2 h_{lv} k^3}{\mu \Delta t N D}\right)^{1/4} \qquad (8\text{-}2)$$

A Tabela 8.1 ilustra o comportamento dos distintos refrigerantes com relação à condensação no exterior de bancos de tubos horizontais, como indicado no condensador da Fig. 8.1b. Verifica-se que o coeficiente de transferência de calor da amônia é muito superior ao dos outros refrigerantes. Esses resultados foram confirmados por ensaios experimentais, que indicaram um coeficiente para a amônia cinco vezes superior ao dos refrigerantes halogenados[4].

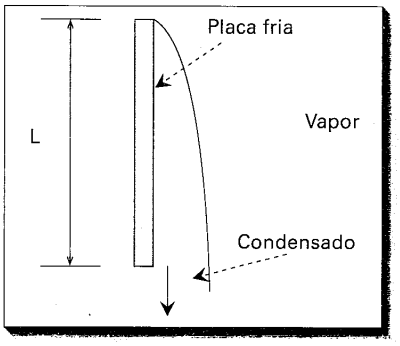


Figura 8.2 — Condensação sobre a superfície de uma placa fria.

Tabela 8.1 — Coeficientes de transferência de calor para a condensação no exterior de bancos de tubos horizontais de diversos refrigerantes. Temperatura de condensação de 30°C, 6 fileiras de tubos de 25 mm diâmetro na vertical e Δt de 5°C.

Refrigerante	h_c [W/m^{2}K]
R-12	920
R-134a	1.094
R-22	1.183
R-502	857
R-404A	934
Amônia	5.100

8.3 — A condensação no interior de tubos

Tanto nos condensadores resfriados a ar quanto nos evaporativos, a condensação do refrigerante se processa no interior dos tubos, segundo um processo relativamente complexo. A variação do coeficiente de transferência de calor ao longo de um tubo em que ocorre a condensação completa é ilustrada na Fig. 8.3[5]. Na entrada, o refrigerante se encontra no estado de vapor superaquecido, apresentando um coeficiente relativamente baixo, típico do escoamento de gases. O coeficiente aumenta significativamente à medida que a condensação progride na superfície interior do tubo. Entretanto, a partir de determinada seção, verifica-se uma redução progressiva do coeficiente de transferência de calor resultante do aumento da espessura da película de condensado junto à superfície do tubo e a conseqüente redução da velocidade média do fluido na seção transversal de escoamento. Este comportamento é importante para os operadores de instalações que utilizam condensadores resfriados a ar ou evaporativos, ilustrando o efeito da excessiva presença de liquido ("retorno") no condensador, que afeta de forma adversa sua capacidade.

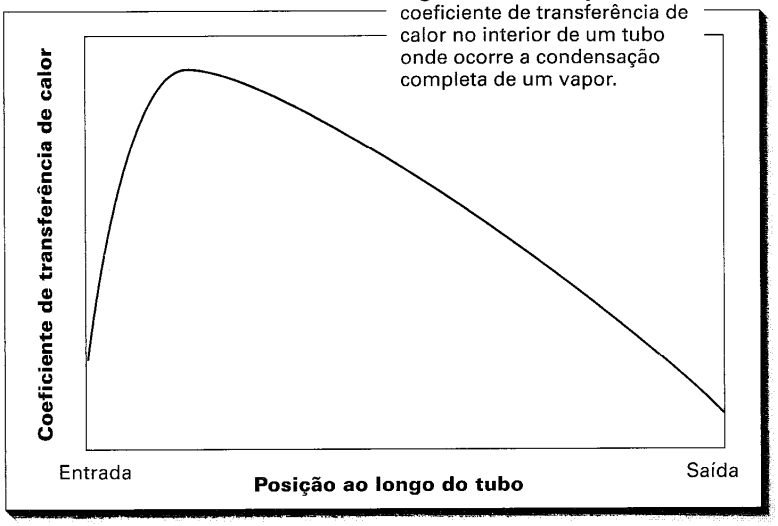


Figura 8.3 — Variação do coeficiente de transferência de calor no interior de um tubo onde ocorre a condensação completa de um vapor.

8.4 — A Relação de Rejeição de Calor

O tamanho das instalações frigoríficas é, geralmente, associado à capacidade de refrigeração, que, por sua vez, afeta o condensador através da denominada Relação de Rejeição de Calor, RRC. Esta expressa a relação entre as capacidades do condensador e a de refrigeração. A Relação de Rejeição de Calor depende das temperaturas de evaporação e de condensação, além do tipo de compressor e dos possíveis dispositivos suplementares de resfriamento.

A situação mais simples ocorre em sistemas que operam com refrigerantes halogenados, em que não se prevêem dispositivos especiais de resfriamento do cabeçote do compressor. Nessas condições, exceto pelo calor cedido ao ambiente, a taxa de remoção de calor no condensador deve ser igual à capacidade de refrigeração do sistema mais a potência de compressão. Assim, a Relação de Rejeição de Calor pode ser determinada a partir do catálogo de fabricante de compressores, de acordo com a seguinte relação:

$$RRC = \frac{\text{capacidade de refrigeração + potência de compressão}}{\text{capacidade de refrigeração}} \qquad (8\text{-}3)$$

Na Fig. 8,4 mostram-se curvas de variação da Relação de Rejeição de Calor com a temperatura de condensação, apresentando a temperatura de evaporação como parâmetro. Observa-se que a RRC aumenta com a relação entre pressões, como seria de esperar. Além disso, pode ser observado que os compressores herméticos apresentam Relações de Rejeição de Calor superiores às dos abertos, em virtude da remoção pelo refrigerante do calor liberado pelo enrolamento do motor de acionamento.

Como sugerido, dados de catálogo poderiam ser diretamente utilizados na Eq. (8.3) no caso de refrigerantes halogenados como R-12, R-134a, R-22 ou R-502. Como os

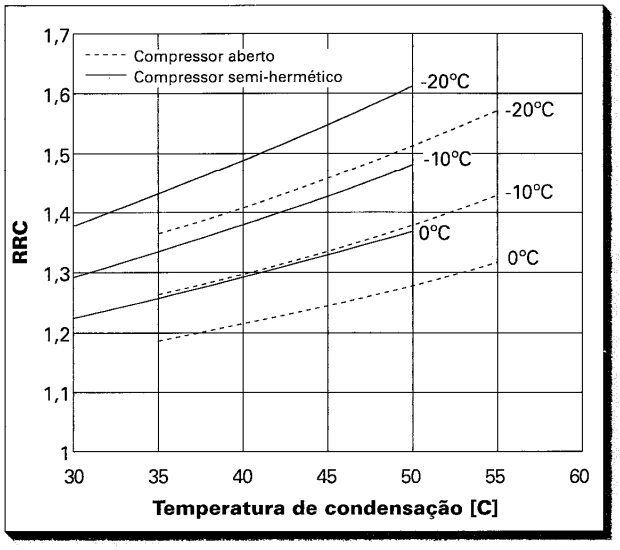


Figura 8.4 — Valores típicos da Relação de Rejeição de Calor para compressores alternativos operando com R-12 e R-22.

compressores de amônia se caracterizam pelo resfriamento forçado do cabeçote, tal procedimento não se aplicaria, pois o fluido de resfriamento (água, por exemplo) remove parte da energia adquirida pelo refrigerante no processo de compressão. Desde que uma estimativa da energia removida pelo fluido de resfriamento possa ser levada a efeito (seção 4-14), a Relação de Rejeição de Calor poderia ser determinada para compressores de amônia, através da Eq. (8-3) e de dados de catálogo. A Eq. (8-3) pode ser diretamente aplicada no caso de compressores parafuso em que o refrigerante atua como agente de resfriamento do óleo ou quando injetado no compressor. A taxa de remoção de calor do óleo deve ser deduzida do numerador da Eq. (8-3) nos casos em que seu resfriamento é realizado em circuito independente.

8.5 — Desempenho de condensadores resfriados a ar e a água

Os dados de catálogo dos fabricantes visam a seleção do equipamento. Entretanto, com esses dados e alguns rudimentos de transferência de calor, é possível prever o desempenho do condensador sob condições distintas das de projeto. Em alguns catálogos, fornece-se a taxa de transferência de calor no condensador, em outros, simplesmente a capacidade de refrigeração. Neste caso, a taxa de transferência de calor no condensador poderá ser determinada através da Relação de Rejeição de Calor, como ilustrado na Fig. 8.4. Para tanto, as temperaturas de evaporação e de condensação deverão ser especificadas. No que diz respeito à extrapolação dos dados de catálogo a condições distintas das de projeto, o procedimento normalmente usado consiste em determinar o valor de UA (produto do coeficiente global pela área de transferência de calor) dos dados de catálogo e, admitindo-o constante, utilizá-lo na avaliação do desempenho do condensador sob distintas condições operacionais.

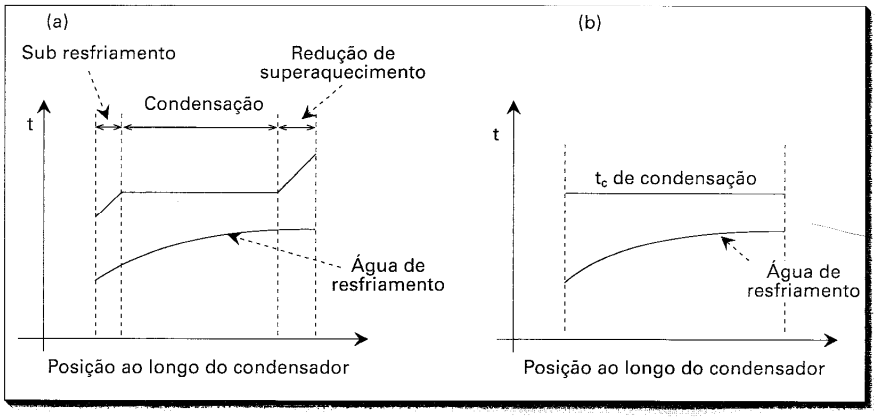
A distribuição de temperaturas ao longo do condensador é relativamente complexa em virtude da ocorrência de regiões em que o refrigerante se encontra no estado de vapor superaquecido e de líquido sub-resfriado, como indicado na Fig. 8.5a. Uma simplificação interessante é a de admitir que o refrigerante assuma uma temperatura uniforme e igual à de condensação, como sugerido na Fig. 8.5b. Assim, na região de vapor superaquecido, a diferença entre as temperaturas do refrigerante e do ar é inferior à real. Tal diferença é compensada pelo coeficiente global de transferência de calor que, no caso da simplificação, é superior ao real. Argumentos similares valem para a região de líquido sub-resfriado.

Os condensadores raramente são circuitados de modo a proporcionar esquemas de correntes paralelas ou de contra correntes, aspecto que, por outro lado, carece de importância face a simplificação da Fig. 8.5b. Neste caso, a diferença média de temperaturas é independente da circuitação, uma vez que a temperatura do refrigerante permanece constante. Nessas condições, a Eq.(6-14) pode ser aplicada:

$$q = UA \frac{t_s - t_e}{\ln\left(\frac{t_c - t_s}{t_c - t_e}\right)} \qquad (8\text{-}4)$$

onde q = taxa de transferência de calor, kW
UA = produto do coeficiente global pela área de transferência de calor, kW/°C
t_c = temperatura de condensação do refrigerante, °C
t_e = temperatura da água na entrada, °C
t_s = temperatura da água na saída, °C

Figura 8.5 — Distribuição de temperaturas ao longo de um condensador resfriado a água: a) real; b) simplificado.



Exemplo 8.1

O catálogo da Vilter especifica para um condensador de 0,20 m x 2,13 m, operando com R-22, capacidade de refrigeração de 204 kW, para temperaturas de evaporação e condensação, respectivamente, iguais a 4,4°C e 40,6°C. A vazão da água de resfriamento é de 9,8 l/s e a sua temperatura na entrada do condensador é de 29,4°C. Qual deve ser a temperatura de condensação se a vazão e a temperatura da água de resfriamento são mantidas constantes, mas a capacidade de refrigeração é reduzida à metade daquela de catálogo?

Solução

A taxa de transferência de calor no condensador, na condição inicial, q, é igual a:

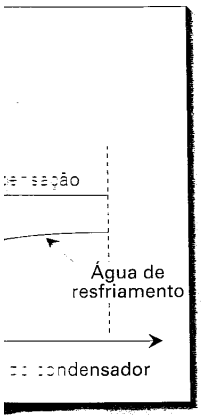
q = (204 kW) (Relação de Rejeição de Calor).

Para temperatura de evaporação de 4,4°C e de condensação de 40,6°C, da Fig. 8.4, obtém-se uma Relação de Rejeição de Calor de 1,24, de modo que q resulta igual a 253 kW. Como a vazão de água de resfriamento é de 9,8 kg/s, a temperatura da água na saída, ts, será igual a:

$$t_s = 29,4 + \frac{253\ \text{kW}}{(9,8\ \text{kg/s})(4,19\ \text{kW/kg°C})} = 29,4 + 6,2 = 35,6°\text{C}$$

A diferença média logarítmica de temperaturas no condensador poderá, então, ser calculada:

$$\text{DMLT} = \frac{35,6 - 29,4}{\ln\left(\frac{40,6 - 29,4}{40,6 - 35,6}\right)} = 7,69°\text{C}$$



de onde o valor de UA pode ser calculado:

$$UA = \frac{253\ kW}{7,69°C} = 32,9\ kW/K$$

Esse valor de UA deve permanecer praticamente constante para distintas cargas de refrigeração, desde que a vazão de água permaneça constante. Assim, para a condição de carga metade da original, a DMLT deve diminuir para um valor metade do original, isto é, 7,69/2 = 3,85°C, de modo que o aumento da temperatura da água será metade do original, resultando uma temperatura na saída do condensador de 29,4 + 3,1 = 32,5°C Assim, a nova temperatura de condensação pode ser obtida da nova DMLT:

$$DMLT = 3,85 = \frac{32,5 - 29,4}{\ln\left(\frac{t_c - 29,4}{t_c - 32,5}\right)}$$

$$\ln\frac{t_c - 29,4}{t_c - 32,5} = e^{3,1/3,85} = 2,237$$

de modo que a nova temperatura de condensação, tc, será igual a 35,0°C, o que indica uma significativa redução do valor original de 40,6°C. Se uma precisão maior fosse necessária, uma iteração poderia ser realizada, determinando-se a nova Relação de Rejeição de Calor com base na temperatura de condensação calculada.

O Exemplo 8.1 ilustra uma situação em que o valor de U permanece constante. Se a vazão de água variasse, o coeficiente de transferência de calor no lado da água também seria afetado, de modo que a hipótese de U constante não mais seria válida. Nesse caso, é recomendável recorrer ao fabricante do equipamento.

Os tubos dos condensadores resfriados a água podem estar sujeitos à formação de incrustações resultantes de impurezas. Ensaios com particulado sólido na água[6] indicaram que o fator de incrustação (associado a uma resistência térmica adicional resultante da formação de incrustações) pode facilmente atingir valores da ordem de 0,00004 m^2K/W. No caso do Exemplo 8.1, a área de transferência de calor no lado da água é de 3,78 m^2, de modo que o valor de U relacionado à área de transferência de calor no lado da água deve ser igual a:

$$\frac{32.900\ W/K}{3,78\ m^2} = 8.701\ W/m^2K$$

A resistência térmica é o inverso desse valor, ou, no caso, 0,000114 m^2K/W. A resistência térmica incluindo o fator de incrustação resulta igual a: 0,000114 + 0,00004 = 0,000154 m^2K/W, à qual está associado um valor de U de 6.500 W/m^2K. Verifica-se, assim, que as incrustações reduzem a capacidade de condensação de 25%. O usuário, em geral, não é seriamente prejudicado por tal redução de capacidade, uma vez que os dados de catálogo já incluem um fator de incrustação, cujo valor deve ser informado pelo fabricante. Finalmente, é importante enfatizar que a formação de incrustações

causada pela água de resfriamento pode ser minimizada pela limpeza periódica dos tubos, o que, além disso, permite manter em níveis elevados o desempenho do condensador.

8.6 — Torres de resfriamento

O efeito de resfriamento se dá como resultado da aspersão de água em uma corrente de ar ambiente, como se mostra esquematicamente na Fig. 8.6 para uma configuração em contracorrentes do ar e da água, freqüentemente adotada. Outra possibilidade seria a de circular o ar transversalmente à corrente de água, numa configuração denominada em correntes cruzadas. A linha de água de reposição que se mostra na Fig. 8.6 deve ser instalada para compensar as perdas por evaporação. A água de reposição contém sais dissolvidos que se depositariam na bacia da torre, caso não fossem removidos através de drenagens ("sangrias") periódicas.

O mecanismo de transferência de calor e massa numa torre de resfriamento pode ser facilmente interpretado através da lei da linha reta, introduzida na seção 6-6. Assim, o lugar geométrico na Carta Psicrométrica dos estados pelos quais passa o ar ao entrar em contato com uma superfície molhada é uma linha reta, com tendência ao estado saturado à temperatura da superfície, uma vez que a umidade do ar se eleva progressivamente. Nessas condições, incrementos da entalpia do ar devem ser acompanhados de reduções correspondentes da entalpia da água e, consequentemente, de sua temperatura. Considere-se, inicialmente, o caso em que a temperatura de bulbo úmido do ar seja igual à temperatura da água, como na Fig. 8.7. Os estados do ar devem se aproximar do estado saturado ao longo da linha de temperatura de bulbo úmido do ar. Como as linhas isoentálpicas e de temperatura de bulbo úmido são praticamente paralelas, não se verificam variações de entalpia e, consequentemente, a temperatura da água permanece inalterada. Esse processo é o que ocorre em resfriadores evaporativos, comuns em regiões áridas, de baixa umidade.

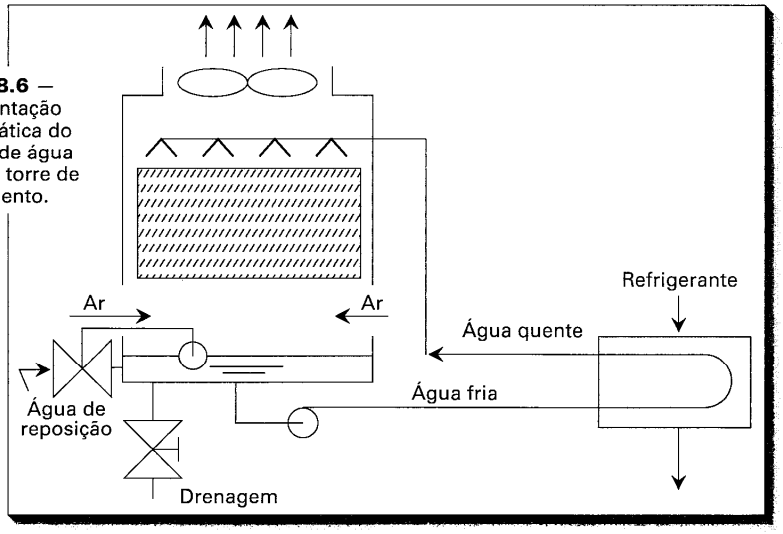


Figura 8.6 — Representação esquemática do circuito de água em uma torre de resfriamento.

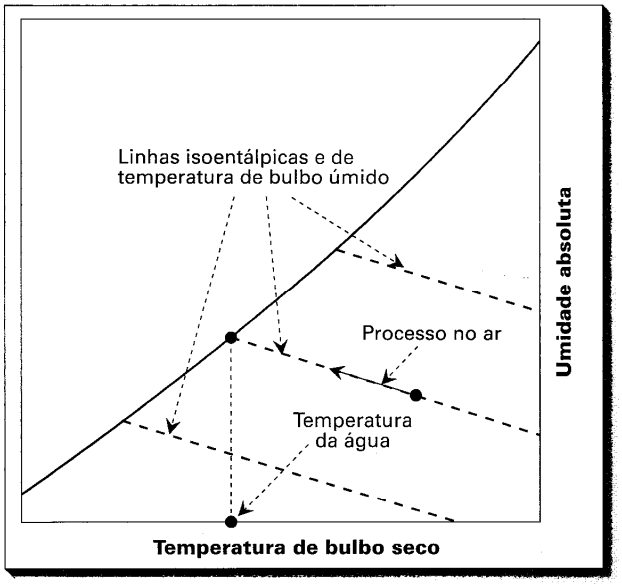


Figura 8.7 — Caso em que a temperatura de bulbo úmido do ar é igual à temperatura da água. A temperatura da água permanece inalterada.

Quando a temperatura da água é superior à temperatura de bulbo úmido do ar, como na Fig. 8.8, a entalpia do ar se eleva desde aquela correspondente ao estado 1, até a do estado 2, de modo que, para satisfazer o balanço de energia, a água deve transferir o calor necessário para tal elevação, resultando na redução de sua temperatura desde o

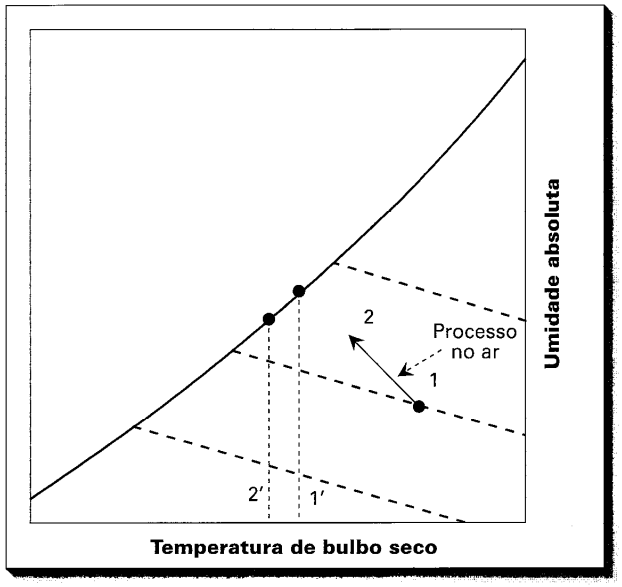
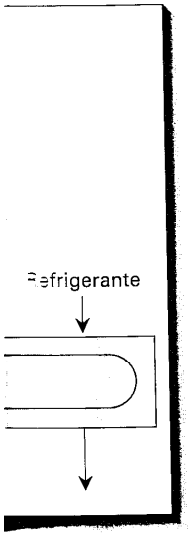


Figura 8.8 — Caso em que a temperatura da água é superior à temperatura de bulbo úmido do ar. A entalpia do ar se eleva e a temperatura da água diminui.



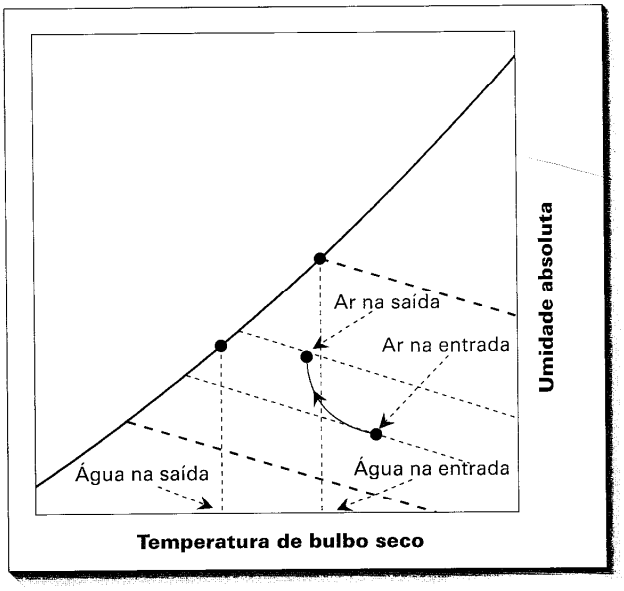


Figura 8.9 — Processos no ar e na água em uma torre de resfriamento em contracorrentes.

estado 1′ até o 2′. A interpretação do mecanismo físico de transferência de calor e massa em uma torre de resfriamento é relativamente simples quando se consideram os processos elementares das Figs. 8.7 e 8.8. A Fig. 8.9 ilustra os processos no ar e na água em uma torre de resfriamento em que o ar circula em contra corrente. Verifica-se que,

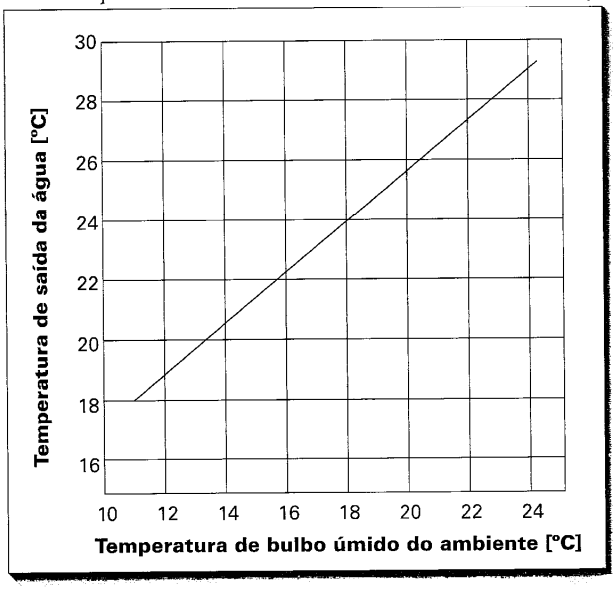
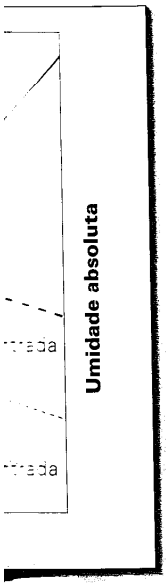
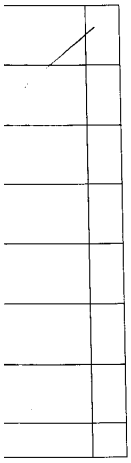


Figura 8.10 — Temperatura da água na saída da torre em função da temperatura de bulbo úmido do ar, para carga térmica no condensador e vazão de água de condensação constantes.



ência de calor e
se consideram os
os no ar e na água
e. Verifica-se que,



embora a entalpia do ar se eleve, sua temperatura de bulbo seco diminui no processo. É interessante notar que, dependendo da temperatura da água, a tendência da temperatura de bulbo seco do ar observada na Fig. 8.9 poderia ser invertida. A temperatura da água, em contrapartida, sofre uma redução como conseqüência da transferência de calor e massa (vapor) para o ar.

O processo da Fig. 8.9 indica que a temperatura da água na saída da torre de resfriamento tende à temperatura de bulbo úmido do ar na entrada. Esse comportamento justifica o fato dos catálogos técnicos indicarem a temperatura de bulbo úmido do ar na entrada como a única característica do ar ambiente que afeta o desempenho da torre. Na Fig. 8.10 esse aspecto é evidenciado, notando-se o incremento da temperatura de saída da água com a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente. A curva dessa figura foi levantada considerando a taxa de rejeição de calor e a vazão de água constantes, de modo que a variação da temperatura da água na torre seja de 5° C.

8.7 — Condensadores evaporativos

A Fig. 8.1c ilustra de forma esquemática a operação de um condensador evaporativo, onde fica claro que o mesmo pode ser considerado resultado da combinação das características dos condensadores resfriados a água e a ar. O refrigerante que se condensa no interior dos tubos remove calor da água que é borrifada no exterior, a qual, por sua vez, é resfriada, a exemplo do que ocorre em uma torre de resfriamento, por uma corrente de ar ambiente que circula em contracorrente. A evaporação da água na corrente de ar é o mecanismo mais importante na remoção de calor do refrigerante que se condensa.

Para efeito comparativo, as características dos três tipos principais de condensadores são, a seguir, sumariamente apresentadas

Condensador resfriado a ar:

O que apresenta o menor custo inicial aliado a um custo reduzido de manutenção, uma vez que não há circulação ou evaporação de água.

Condensador resfriado a água, associado a uma torre de resfriamento:

Menor temperatura de condensação que os resfriados a ar, uma vez que a rejeição de calor se faz com referência à temperatura de bulbo úmido do ar ambiente. Em casos em que a distância entre o compressor e o equipamento de rejeição de calor é relativamente longa, os condensadores resfriados a água são mais vantajosos que os evaporativos, uma vez que água, ao invés de refrigerante, é bombeada até a torre de resfriamento.

Condensador evaporativo:

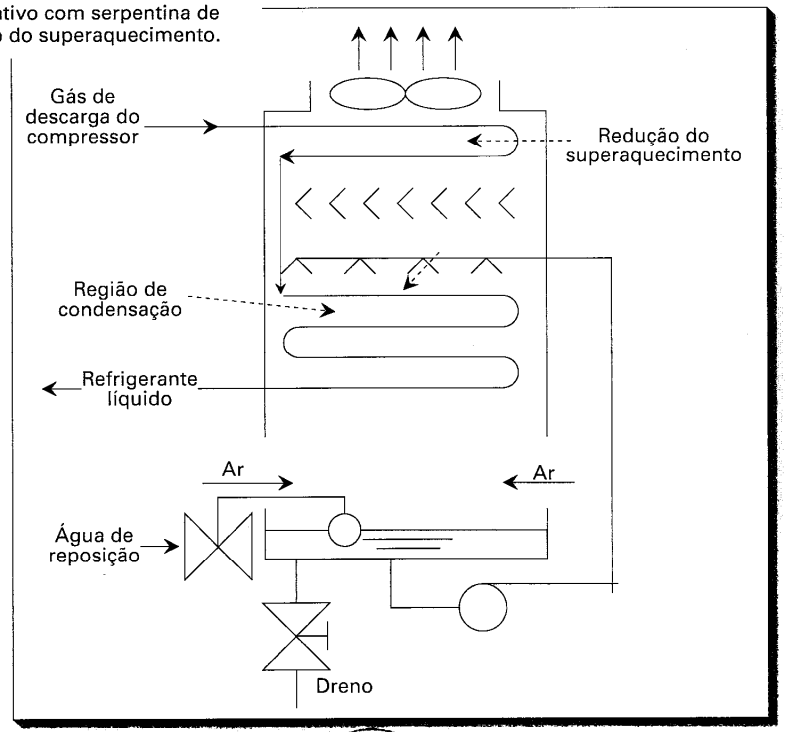
É compacto e permite operação a temperaturas de condensação inferiores àquelas dos resfriados a ar ou a água com torre de resfriamento.

Os condensadores evaporativos são largamente utilizados na refrigeração industrial porque permitem operar a temperaturas de condensação relativamente baixas, como mencionado no parágrafo precedente. Em conseqüência, a instalação consome menos energia e opera com temperaturas de descarga reduzidas, aspecto importante em instalações de amônia ou de R-22. Os inconvenientes de manutenção não chegam a ser um fator decisivo contra os condensadores evaporativos, uma vez que sua utilização

está normalmente associada a instalações de médio ou grande porte, que sempre devem apresentar uma equipe de operação, ao contrário das pequenas instalações, das quais se espera uma operação sem manutenções freqüentes.

Uma característica construtiva, freqüentemente utilizada como alternativa àquela ilustrada na Fig. 8.1c, é a que se mostra na Fig. 8.11, na qual é instalada uma seção de redução do superaquecimento do gás de descarga do compressor. Uma das razões para a adoção de uma seção separada para a redução do superaquecimento é o aproveitamento do potencial residual de resfriamento do ar úmido na saída do condensador. Outra vantagem é a de reduzir a formação de incrustações, associadas a superfícies de temperaturas relativamente elevadas, pela passagem de ar seco. Deve-se observar que a utilização de seções para redução do superaquecimento é interessante em instalações dotadas de compressores alternativos, que apresentam temperaturas de descarga superiores àquelas verificadas nos compressores parafuso. Assim, por exemplo, a temperatura de descarga de um compressor de amônia do tipo parafuso, com resfriamento externo de óleo, pode assumir valores da ordem de 70° C e de 55° C com resfriamento do óleo por injeção direta de refrigerante. Tais valores são relativamente baixos, quando comparados àqueles que se observam nos compressores alternativos.

Figura 8.11 — Representação esquemática de um condensador evaporativo com serpentina de redução do superaquecimento.



8.8 — Desempenho de condensadores evaporativos - características operacionais e de projeto

Um projeto adequado do condensador evaporativo deve envolver a otimização de alguns aspectos construtivos, dentre os quais podem ser mencionados: tamanho e comprimento dos tubos, além do seu espaçamento, circuitação, vazão do ar e da água e, finalmente, o tamanho do invólucro exterior. O fabricante de condensadores evaporativos deve dominar os mecanismos de transferência de calor e massa que ocorrem no mesmo (tal como se descreve nas referências 8 e 9) e os aspectos econômicos de fabricação, além dos processos em que o condensador deverá ser aplicado. O usuário, por seu turno, deve entender claramente o efeito dos três parâmetros seguintes sobre o desempenho do condensador: a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente, a vazão de ar e a vazão de água. Tendo em vista os objetivos, reiteradamente expressos, deste texto, as seções que se seguem, dedicar-se-ão à análise dos efeitos daqueles parâmetros. Antes, porém, uma relação das características operacionais e de projeto de condensadores evaporativos comerciais será apresentada.

- Área de transferência de calor:
  0,25 m^2 por kW de rejeição de calor
- Vazão de água:
  0,018 l/s por kW de rejeição de calor
- Vazão volumétrica de ar:
  0,03 m^3/s por kW de rejeição de calor
- Queda de pressão do ar através do condensador:
  250-375 Pa
- Taxa de evaporação de água[10]:
  de 1,8 a 2,16 l/h/kW de refrigeração
- Taxa de consumo total de água[10]:
  Para água de reposição de boa qualidade, a taxa de "sangria" (drenagem) pode atingir um valor mínimo de 50% da taxa de evaporação, de modo que a taxa total de reposição de água deve variar entre 2,52 e 3,24 l/h/kW de refrigeração, dependendo da aplicação, sugerindo-se o valor mais elevado para aplicações de refrigeração.

8.9 — O efeito da temperatura de bulbo úmido do ar ambiente

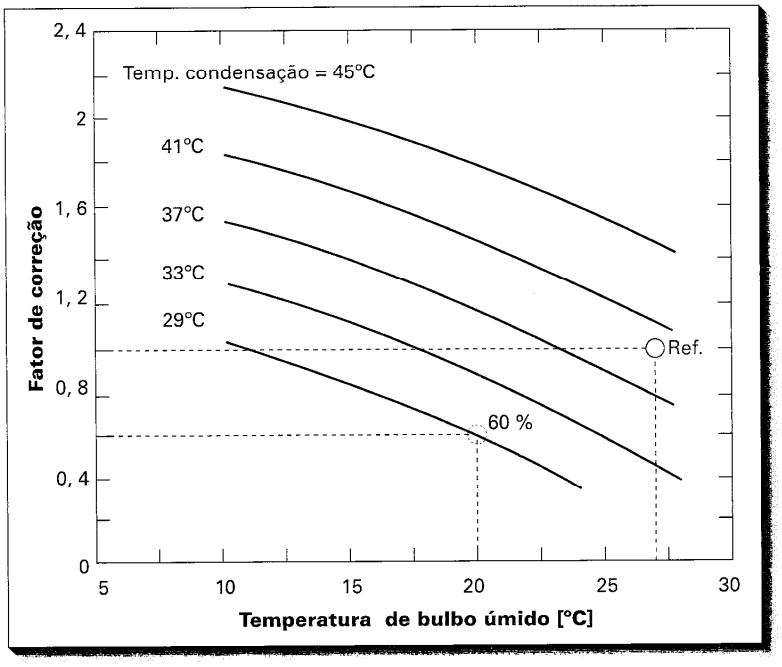
Na seção 8-6, concluiu-se que a temperatura da água na saída da torre de resfriamento dependia da temperatura de bulbo úmido do ar ambiente. O mecanismo de transferência de calor e massa que se verifica em um condensador evaporativo é semelhante àquele da torre de resfriamento, razão pela qual é de se esperar uma significativa influência da temperatura de bulbo úmido do ar sobre o desempenho do condensador. Tal influência se reflete nos catálogos de fabricantes, onde os dados são apresentados em termos das capacidades dos distintos modelos, a uma condição de referência definida em termos das temperaturas de condensação e de bulbo úmido do ar ambiente. Para condições distintas, tabelas ou ábacos de fatores corretivos da capacidade de referência são publicados. Como mencionado anteriormente, alguns fabricantes publicam a capacidade de referência em termos de rejeição efetiva de calor no condensador, enquanto outros o fazem em termos da capacidade de refrigeração. Neste caso, o fator corretivo da

capacidade do condensador deve ser apresentado em termos, não só das temperaturas de condensação e de bulbo úmido do ar, mas da temperatura de saturação na aspiração do compressor, a qual pode, eventualmente, diferir daquela admitida como de referência.

O efeito das temperaturas de condensação e de bulbo úmido do ar ambiente sobre a capacidade do condensador evaporativo pode ser avaliado em termos do fator corretivo, anteriormente mencionado, como se ilustra no ábaco da Fig. 8.12, levantado a partir de dados de um fabricante. Como seria de esperar, verifica-se que o fator de correção aumenta com a temperatura de condensação e diminui com a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente. Os resultados da Fig. 8.12 também podem ser utilizados na avaliação do desempenho do condensador em condições de carga parcial. Para tanto, considere-se um condensador evaporativo que opere com amônia, de modo que sua seleção tenha sido feita às temperaturas de condensação e bulbo úmido de 40° C e 27° C, respectivamente, correspondendo à condição de referência do condensador. Numa condição em que a capacidade do condensador fosse 60% daquela de referência e a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente igual a 20° C, a temperatura de condensação resultante seria de 30° C, como indicado na Fig. 8.12.

A informação proporcionada por gráficos similares ao da Fig. 8.12 pode ser de grande utilidade na planificação da estratégia de controle do condensador. Assim, por exemplo, a redução observada na temperatura de condensação quando ocorre uma

Figura 8.12 — Fatores corretivos da capacidade de condensador evaporativo de amônia. A condição de referência corresponde a uma temperatura de condensação de 40°C e temperatura de bulbo úmido do ar ambiente de 27°C.

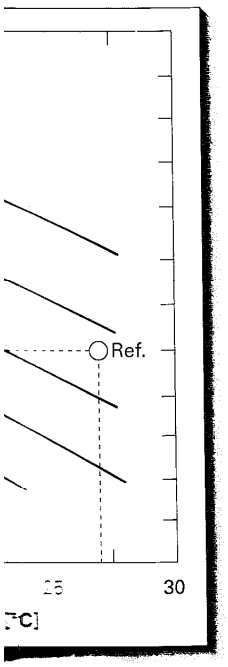


...s das temperaturas
...ação na aspiração
...mo de referência.

...ar ambiente sobre
...s do fator corretivo,
...ntado a partir de
... fator de correção
...peratura de bulbo
...ser utilizados na
...a parcial. Para tanto,
...de modo que sua
...úmido de 40° C e
...condensador. Numa
...e de referência e a
...ura de condensação

...g. 5.12 pode ser de
...ensador. Assim, por
...uando ocorre uma

...orativo de
...e condensação



diminuição na capacidade, pode, em princípio, proporcionar uma redução na potência de compressão. Tal tendência, entretanto, não se verifica indefinidamente, uma vez que, a partir de determinadas condições, pode ser mais vantajoso, sob o ponto de vista energético, desativar um condensador ou ventiladores, se for o caso, que reduzir a temperatura de condensação.

8.10 — O efeito das vazões do ar e da água sobre a capacidade

O usuário de um condensador evaporativo pode, em muitos casos, exercer alguma forma de controle sobre as vazões do ar e da água. Seria interessante, nessas condições, conhecer que efeito essas vazões podem exercer sobre a capacidade do condensador. Tezuka et allii[8] demonstraram que o coeficiente global de transferência de calor, K, em um resfriador evaporativo pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$K = (\text{Constante})\,(G)^{0,48}\,(L)^{0,22} \qquad (8\text{-}5)$$

onde G corresponde à vazão de ar e L à de água. A Eq. (8-5) sugere que, se a vazão de água fosse dobrada, a capacidade do condensador, associada ao valor de K, experimentaria um acréscimo de um fator de $(2)^{0,22} = 1,16$. O aumento relativamente pequeno da capacidade sugere uma análise para verificar se os inconvenientes relacionados aos custos resultantes de uma capacidade maior de bombeamento e, conseqüentemente, maior potência, além do possível aumento no arrasto de água pelo ar, são compensados pelo aumento de capacidade.

O efeito da vazão de ar sobre a capacidade também pode ser avaliado através da Eq. (8-5). Assim, se G fosse reduzido à metade, o coeficiente global de transferência de calor diminuiria para 72% do valor inicial. Entretanto, além da redução no valor de K, a diminuição da vazão de ar provoca uma elevação nas variações de entalpia e de temperatura de bulbo úmido do ar no condensador, o que reduz o potencial de transferência de calor. Segundo um fabricante[11], a combinação de ambos efeitos (redução de K e do potencial) resulta na efetiva redução da capacidade do condensador para um valor da ordem de 58% da capacidade máxima, correspondendo a uma vazão de ar da ordem de 25% da máxima.

8.11 — Análise das condições favoráveis para a redução da vazão de ar

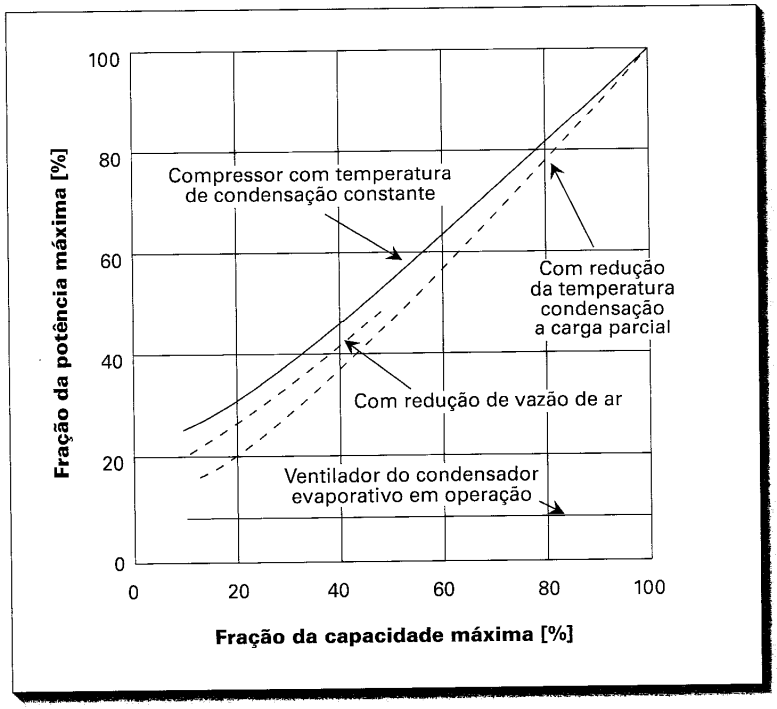
Os períodos durante os quais uma instalação frigorífica opera em condições de carga máxima totalizam uma reduzida fração do período total de trabalho do sistema. Na maioria dos casos, a capacidade de refrigeração e/ou as condições ambientes são inferiores às de projeto, permitindo uma operação do sistema a pressões de condensação reduzidas, o que pode propiciar uma operação com potências de compressão inferiores. Fabricantes de compressores estimam que a potência de compressão diminui da ordem de 3% por °C de redução na temperatura de condensação, estimativa válida para temperaturas de condensação e de evaporação no entorno de 35° C e 0° C, respectivamente. Nessas condições, para regimes em que a carga é superior a 50% da de projeto e a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente é superior a 15° C, recomenda-se que o condensador evaporativo seja operado a vazões plenas de ar e da água, beneficiando-se, com isso, da redução na temperatura de condensação. Para cargas e temperaturas

de bulbo úmido inferiores, as pressões de condensação poderiam assumir valores tão reduzidos que poderiam afetar a operação normal da instalação. Assim, a critério do operador, deve-se estabelecer um limite inferior para a pressão de condensação. Uma vez definido esse limite, devem ser previstos meios de controle da instalação de modo que o mesmo não seja ultrapassado. As ações que podem ser adotadas para controlar a pressão de condensação são as seguintes:

- desativar condensadores seqüencialmente em instalações em que diversas unidades operam em paralelo;
- desativar ventiladores seqüencialmente;
- reduzir a rotação do motor do ventilador ou mudar para a rotação inferior em motores de dupla rotação.

Em qualquer dos três casos, uma vez atingido o limite inferior da pressão de condensação, a opção de controle será ativada, tendo como resultado uma elevação (ou manutenção) da pressão. A volta à condição inicial só será efetivada se a pressão se elevar acima de um determinado valor. A faixa de pressões entre o limite inferior (quando

Figura 8.13 — Potências relativas de compressão e de acionamento dos ventiladores de um condensador evaporativo. A temperatura de evaporação é da ordem de 5°C e a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente é admitida constante.



a opção de
abandonada
rápidos não
motores, além
principalmente
onde se contro
a ser prejudicia

Outro aspe
à operação do
e de circulação
da potência de
de compressão
carga de refrige
da potência de
a potência de
ventilação não
compressão são
temperatura de
inferior corresp
de bulbo úmid
8.12, à medida
deve sofrer uma
compressão. A
a partir de um
redução na pot
compressão. Co
uma operação
instalação. É m
ventiladores de
de compressão
compromisso en

8.12 — Operaç

Em instalações
inferiores a
mento da água

(1) instalar a
(2) operar o

A operação a
ser observado
determina a cap
temperaturas de
projeto, condiçõ

a opção de controle é ativada) e o limite "superior" (quando a opção de controle é abandonada) recebe a denominação de "banda morta" ("dead band"). A adoção de ciclos rápidos não é, em geral, recomendável, uma vez que causa desgaste excessivo dos motores, além de promover uma operação errática dos dispositivos de expansão, principalmente as válvulas de expansão termostáticas. Nos dispositivos de expansão onde se controla o nível de líquido, as oscilações da pressão de condensação não chegam a ser prejudiciais.

Outro aspecto que deve ser abordado em relação à vazão de ar é o que diz respeito à operação dos ventiladores de modo a minimizar a potência combinada de compressão e de circulação de ar. A potência de acionamento dos ventiladores é uma pequena fração da potência de compressão, como pode ser observado na Fig. 8.13, na qual as potências de compressão e de acionamento dos ventiladores são apresentadas como funções da carga de refrigeração. A potência de acionamento dos ventiladores varia entre 5 e 8% da potência de compressão a plena carga. À medida que a carga de refrigeração diminui, a potência de compressão sofre uma redução correspondente, embora a potência de ventilação não seja afetada, caso se mantenha a vazão de ar. Três curvas da potência de compressão são apresentadas na figura. A superior está associada ao caso em que a temperatura de condensação é mantida constante em toda a faixa de cargas. A curva inferior corresponde ao caso em que, além das vazões do ar e da água, a temperatura de bulbo úmido do ar é mantida constante. Nessas condições, de acordo com a Fig. 8.12, à medida que a carga de refrigeração diminui, a temperatura de condensação deve sofrer uma redução correspondente, o mesmo ocorrendo com a potência de compressão. A curva intermediária corresponde ao caso em que a vazão do ar é reduzida a partir de um limite inferior da pressão de condensação. Essa curva mostra que a redução na potência de ventilação é compensada por um aumento na potência de compressão. Concluindo, pode se afirmar que as condições ótimas para mudança de uma operação com vazão plena de ar para outra com vazão parcial dependem da instalação. É muito comum entre os operadores a preferência por atuar sobre os ventiladores do condensador com o objetivo de conservar energia. Entretanto, a potência de compressão é geralmente negligenciada. A condição ótima resulta de um compromisso entre as atitudes de controle, como anteriormente comentado.

8.12 — Operação dos condensadores evaporativos durante o inverno

Em instalações que operam em regiões onde a temperatura ambiente pode atingir valores inferiores a 0° C, duas providências básicas podem ser tomadas para evitar o congelamento da água:

(1) instalar a bacia em local aquecido, como se ilustra na Fig. 8.14,

(2) operar o condensador a seco, drenando a água.

A operação a seco do condensador reduz drasticamente sua capacidade, como pode ser observado na Fig. 8.15. Neste caso, a temperatura de bulbo seco é o parâmetro que determina a capacidade. Assim, por exemplo, quando o condensador opera na faixa de temperaturas da ordem de 0° C, sua capacidade é reduzida a 45% da capacidade de projeto, condição que corresponde a uma aspersão normal de água.

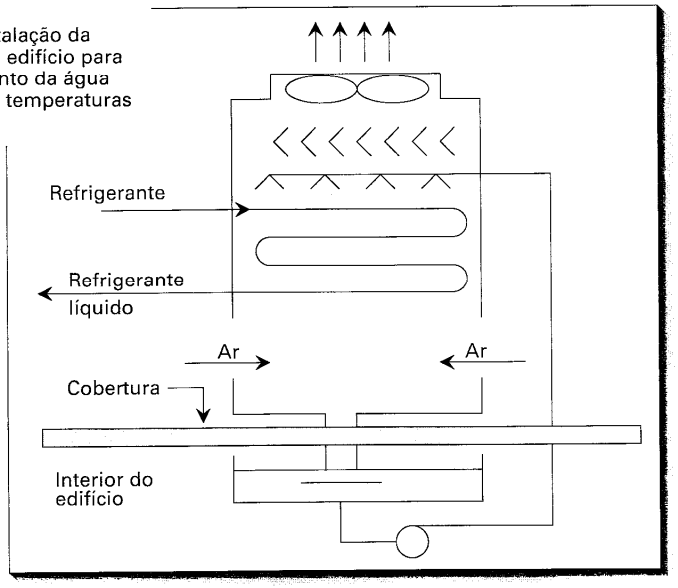


Figura 8.14 — Instalação da bacia no interior do edifício para evitar o congelamento da água durante operação a temperaturas inferiores a 0°C.

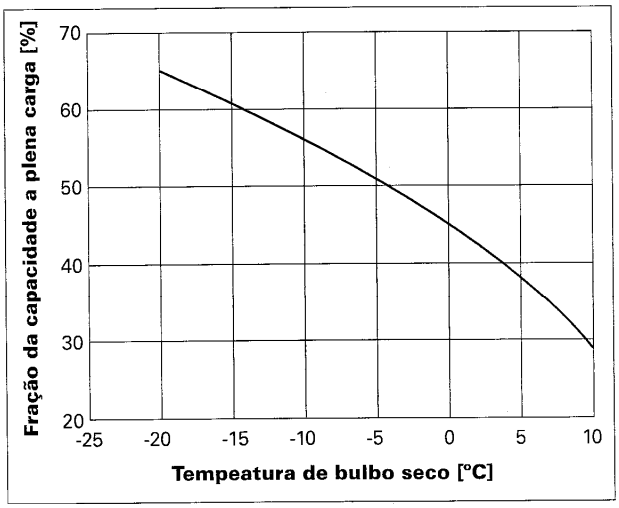


Figura 8.15 — Fator corretivo da capacidade de um condensador evaporativo em operação seca, relativo à capacidade na condição de referência que, no caso, corresponde à temperatura de bulbo úmido do ar ambiente de 25,6°C[12].

8.13 — Re

A presença
pode dar
sua remoçã
através de
tubulação
esse respei
refrigeran
ainda, ter a
ou como re
de operaçã
prévia no re

Tabela 8.2 — atmosférica

O ar ad
condensad
selo, impedi
incondensá
respeito à e
ilustra esque

Figura 8.16 presença de incondensa condensad

* *O termo "Pur*

8.13 — Remoção de incondensáveis*

A presença de ar (ou gases incondensáveis) no interior de uma instalação frigorífica pode dar origem a uma série de problemas operacionais que tornam imprescindível sua remoção. Ar pode penetrar no sistema de distintas maneiras, como, por exemplo, através de selos de vedação, juntas ou válvulas, ou mesmo através de aberturas na tubulação de baixa pressão, durante operação a pressões inferiores à atmosférica. A esse respeito, a Tabela 8.2 indica as temperaturas de evaporação mínimas para distintos refrigerantes, abaixo das quais o sistema operaria a pressões subatmosféricas. Ar pode, ainda, ter acesso ao sistema quando da abertura de um compressor ou de um evaporador, ou como resultado de um vácuo mal feito durante a preparação do sistema para início de operação. Finalmente, a presença de incondensáveis pode resultar de sua dissolução prévia no refrigerante.

Tabela 8.2— Temperaturas de evaporação de refrigerantes à pressão atmosférica normal, 101 kPa.

Refrigerante	Temperatura de evaporação abaixo da qual ar poderia penetrar no sistema através de aberturas
Amônia	–33,5°C
R-22	–40,8°C
R-134a	–26,0°C
R-404a	–46,0°C
R-12	–29,8°C
R-502	–45,5°C

O ar admitido no sistema na região de baixa pressão acaba por atingir a região do condensador, onde se acumula, uma vez que o refrigerante líquido opera como um selo, impedindo sua migração a outras regiões da instalação. A presença de ar ou gases incondensáveis no condensador prejudica o sistema em dois aspectos. O primeiro diz respeito à elevação de pressão, resultante da adição das pressões parciais, como se ilustra esquematicamente na Fig. 8.16, com conseqüente comprometimento da potência

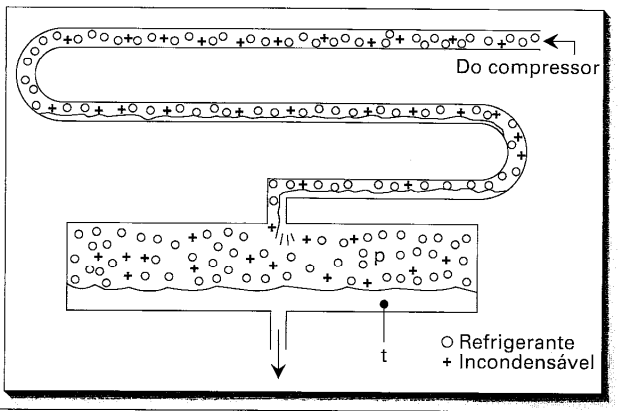


Figura 8.16 — A presença de gases incondensáveis no condensador.

* *O termo "Purga" também é muito utilizado nos meios técnicos, de modo que ambos serão adotados no texto.*

de compressão. O segundo aspecto, específico do condensador, é a redução do coeficiente de transferência de calor no lado do refrigerante, como resultado da resistência à difusão do vapor de refrigerante no sentido da superfície fria (de condensação) do tubo imposta pelo gás incondensável.

Um teste efetivo e simples para verificar a presença de gases incondensáveis em excesso e, consequentemente, a necessidade de purgar o sistema, é o de medir a pressão na região de descarga do compressor e compará-la à pressão de saturação correspondente à temperatura na região de equilíbrio líquido-vapor, ilustrada na Fig. 8.16. Se a pressão medida for significativamente superior à de saturação, o sistema deve, efetivamente, ser purgado. Em instalações de pequeno porte, a remoção de incondensáveis raramente se faz necessária. Entretanto, em sistemas de médio e grande porte, a purga deve ser feita com freqüência, devendo, inclusive, ser automatizada.

Os pontos preferenciais de purga devem apresentar características mais ou menos evidentes: 1) presença exclusiva de vapor, e 2) baixa velocidade do vapor. Além disso, deve-se considerar que, a uma dada temperatura e pressão, o ar é mais denso que a amônia e menos que os refrigerantes halogenados. Entretanto, em nenhum dos casos se verifica uma precipitação significativa de qualquer dos constituintes.

Os três procedimentos principais de purga, mostrados esquematicamente na Fig. 8.17, são os seguintes:

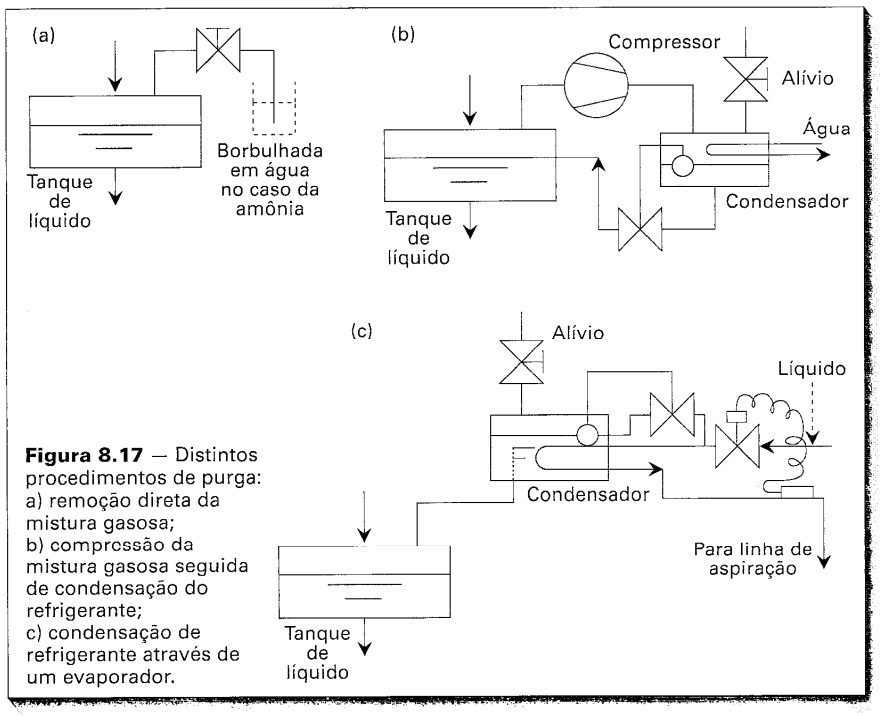


Figura 8.17 — Distintos procedimentos de purga: a) remoção direta da mistura gasosa; b) compressão da mistura gasosa seguida de condensação do refrigerante; c) condensação de refrigerante através de um evaporador.

- rem
- com mis
- con 8.1

A rem mas pode gasosa, ref que acaba segundo parcial do conseqüente concentraçã procedimen rando com dustrial é que não exig próprio ref condensad comerciais o condensad

8.14 — Tubu

A presente se Sistemas com seção. Inicial é remover em vista tal à operação termostática diferencial de problemas na a pressão de da válvula de ser obtido p como ilustra pressão de con de condensaçã com que o líq permitindo que na linha de des condensador e a sua abertura, p seja desviad melhor eficiên não pode ser ap

- remoção direta da mistura gasosa incondensável-refrigerante, Fig. 8.17a;
- compressão da mistura seguida da condensação do refrigerante e remoção da mistura gasosa rica em incondensável, Fig. 8.17b;
- condensação direta do refrigerante em um evaporador e alívio da mistura, Fig. 8.17c.

A remoção direta da mistura, como ilustrado na Fig. 8.17a, é um processo simples, mas pode promover perdas consideráveis de refrigerante. Com a remoção da mistura gasosa, refrigerante líquido se evapora, aumentando sua concentração na fase gás, o que acaba por não propiciar uma significativa redução do nível de incondensáveis. No segundo procedimento, Fig. 8.17b, a compressão da mistura gasosa eleva a pressão parcial do vapor de refrigerante (e do incondensável), facilitando sua condensação e conseqüente remoção da mistura. Entretanto, a mistura gasosa removida apresenta uma concentração de incondensável superior à verificada antes da compressão. Este procedimento é normalmente aplicado em sistemas de compressores centrífugos operando com refrigerantes de baixa pressão (R-11, R-113 ou R-123). Na refrigeração industrial é raramente adotado. Nesta, o procedimento mais utilizado é o da Fig. 8.17c, que não exige a compressão da mistura gasosa e utiliza, como meio de condensação, o próprio refrigerante, através de um pequeno evaporador, onde a mistura procedente do condensador ou do tanque de líquido é borbulhada no refrigerante líquido. Os modelos comerciais utilizam alguns refinamentos no controle das distintas correntes que servem o condensador exterior, os quais não serão aqui discutidos.

8.14 — Tubulação em condensadores isolados

A presente seção se refere à tubulação de sistemas servidos por um único condensador. Sistemas com operação de condensadores em paralelo serão considerados na próxima seção. Inicialmente, é importante lembrar que o objetivo da tubulação do condensador é remover (drenar) o refrigerante condensado e que, portanto, deve ser projetada tendo em vista tal objetivo. Um aspecto importante deve, ainda, ser considerado com relação à operação invernal de condensadores de sistemas dotados de válvulas de expansão termostática, que servem a maioria das instalações comerciais. Nessas condições, o diferencial de pressão através do dispositivo de expansão é reduzido, podendo causar problemas na alimentação do evaporador. Recomenda-se, assim, limitar inferiormente a pressão de condensação a fim de garantir um diferencial de pressão adequado através da válvula de expansão termostática. O limite inferior da pressão de condensação pode ser obtido por intermédio de um controle adequado da capacidade do condensador, como ilustrado na Fig. 8.18. A válvula reguladora modula sua abertura em função da pressão de condensação. Assim, quando as condições ambiente são tais que a pressão de condensação tende a diminuir, a válvula atua no sentido de fechamento, fazendo com que o líquido ascenda pelos tubos do condensador, reduzindo sua capacidade e permitindo que a pressão permaneça constante em nível adequado. A válvula de alívio na linha de desvio se abre quando o líquido ocupa uma porção significativa do condensador e a pressão atinge um valor limite superior previamente estabelecido para sua abertura, permitindo que vapor superaquecido da linha de descarga do compressor seja desviado diretamente ao tanque de líquido. Deve se notar que, nessas condições, a melhor eficiência do ciclo, propiciada pela operação a baixas pressões de condensação, não pode ser aproveitada. Entretanto, a serpentina de sub-resfriamento do líquido (sub-

redução do coefi-
da resistência
condensação) do

condensáveis em
medir a pressão
ração correspon-
na Fig. 8.16. Se a
sistema deve,
ção de inconden-
é grande porte, a
izada.

mais ou menos
vapor. Além disso,
é mais denso que a
nenhum dos casos
tes.

camente na Fig.

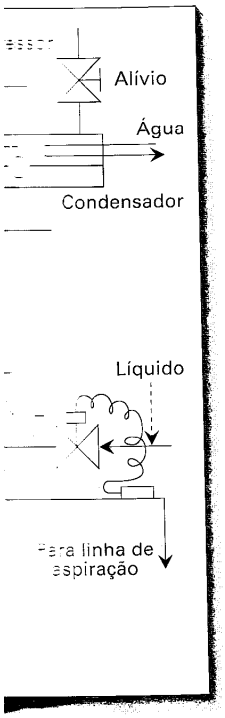


Figura 8.18 — Disposição esquemática da tubulação de condensadores de instalações comerciais com sistemas de controle da pressão mínima de condensação[13].

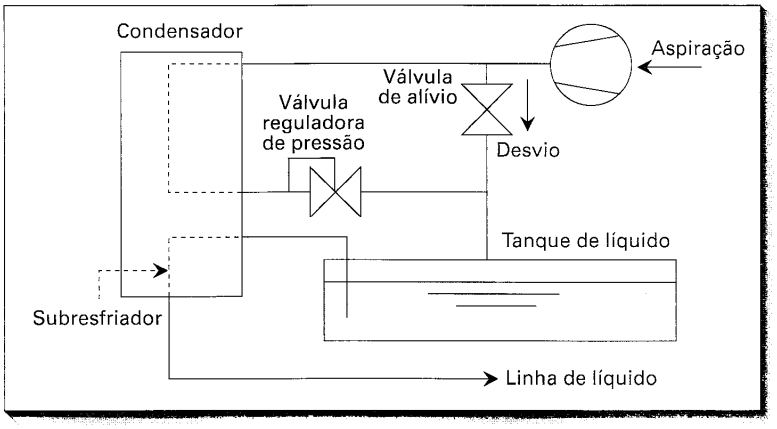


Figura 8.19
Disposição
em relação
líquido: a)
b) tanque

resfriador), instalada junto ao tanque, permite reduzir a temperatura do líquido, aumentando o efeito de refrigeração no evaporador e, consequentemente, a eficiência do ciclo.

As instalações de refrigeração industrial são, geralmente, dotadas de dispositivos de expansão do tipo controlador de nível, em que a diferença de pressão através do mesmo não é um parâmetro importante como nas válvulas de expansão termostática. Os sistemas com limite inferior de pressão de condensação não serão mais abordados, preferindo-se, ao invés disso, concentrar a análise no objetivo fundamental da tubulação do condensador, que é a remoção do condensado.

O desempenho de um condensador está relacionado a três aspectos básicos:

- disposição da tubulação em relação ao tanque de líquido;
- queda de pressão do refrigerante no condensador;
- alívio do tanque de líquido* .

Em relação ao primeiro aspecto, a Fig. 8.19 mostra dois arranjos da tubulação que caracterizam os princípios básicos de operação do tanque de líquido. No primeiro, Fig. 8.19a, o líquido proveniente do condensador é dirigido ao tanque, misturando-se com o líquido que lá estava. No segundo arranjo, em que o reservatório opera como um tanque de expansão, Fig. 8-19b, grande parte do condensado escoa diretamente para o evaporador. O escoamento de líquido, de ou para o tanque, ocorre como resultado da mudança do nível do líquido que pode se dar em virtude de diferenças (transitórias) entre as taxas de condensação e de alimentação do evaporador. Muitos projetistas preferem o arranjo da Fig. 8.19b, associado ao conceito de tanque de expansão, por duas razões principais: 1) a possibilidade de utilizar líquido sub-resfriado, quando disponível no condensador; e 2) a retenção do líquido (sifonamento), que pode ser utilizada com vantagens, como se explicará adiante. No conceito tanque de mistura.

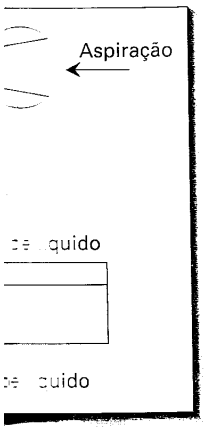
* *O termo alívio é aqui utilizado no setnido de remover vapor para reduzir a pressão no tanque de líquido.*

Fig. 8.19a.
saturado. mes
vez que, no re
equilíbrio ter
influenciada
temperatura

O segun
é o relativo a
tubos e da va
Um valor típ
valores típicos

O últim
de líquido. Ne
reduzindo
manter o est
o aumento da
no próprio
da pressão de
da pressão no
Uma alternat
vapor através
da linha de dre
ascenda pela
devem ser toma

res de instalações
ação".



peratura do líquido,
temente, a eficiência

tadas de dispositivos
e pressão através do
pansão termostática.
erão mais abordados,
mental da tubulação

aspectos básicos:

:

tipos da tubulação que
tas. No primeiro, Fig.
e misturando-se com
tipo opera como um
da diretamente para o
me como resultado da
ferenças (transitórias)
Muitos projetistas
ula de expansão, por
ub-resfriado, quando
mento), que pode ser
o tanque de mistura,

tanque de líquido.

Figura 8.19 — Disposição da tubulação em relação ao tanque de líquido: a) mistura; b) tanque de expansão.

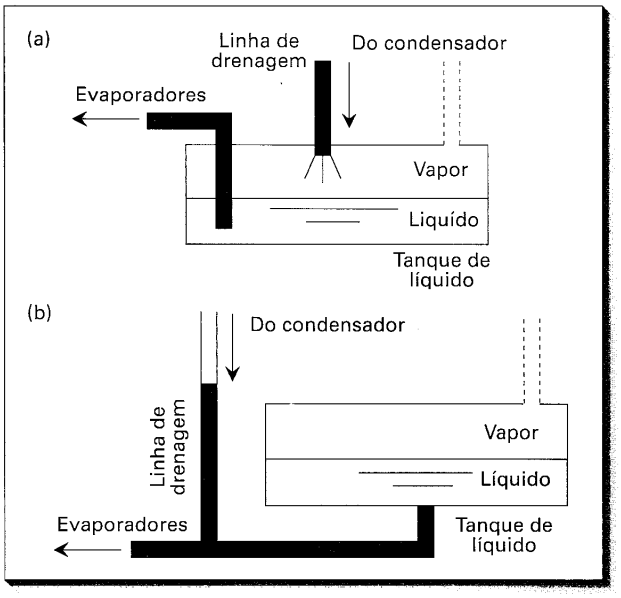


Fig. 8.19a, o refrigerante enviado ao evaporador se encontra no estado de líquido saturado, mesmo que o líquido proveniente do condensador esteja sub-resfriado, uma vez que, no reservatório, a mistura de líquido e vapor de refrigerante se encontra em equilíbrio termodinâmico. Neste caso, a temperatura de saturação de equilíbrio será influenciada pela temperatura da sala de máquinas, a qual, em geral, é superior à temperatura do líquido sub-resfriado proveniente do condensador.

O segundo aspecto importante na caracterização do desempenho do condensador é o relativo à queda de pressão, cujo valor depende do diâmetro e comprimento dos tubos e da vazão de refrigerante. A queda de pressão de projeto varia com o fabricante. Um valor típico para a amônia é 8 kPa, ao passo que, para os refrigerantes halogenados, valores típicos giram em torno de um múltiplo daquele da amônia.

O último aspecto relacionado ao desempenho do condensador é o alívio do tanque de líquido, necessário durante os períodos em que o nível de líquido no tanque se eleva, reduzindo o volume do vapor e incrementando a pressão. Nessas condições, a fim de manter o escoamento, o nível de líquido na linha de drenagem se eleva, compensando o aumento da pressão no tanque. Em alguns casos, a coluna de líquido pode penetrar no próprio condensador, reduzindo a área de condensação e causando uma elevação da pressão de condensação. Assim, a elevação da coluna de líquido, associada ao aumento da pressão no condensador, é suficiente para compensar o acréscimo de pressão no tanque. Uma alternativa razoável para evitar a elevação da pressão no tanque de líquido é a purga do vapor através dos procedimentos ilustrados na Fig. 8.20. No caso da Fig. 8.20a, o diâmetro da linha de drenagem é suficientemente elevado para permitir que vapor em contracorrente ascenda pela tubulação, promovendo o alívio do tanque de líquido. Algumas precauções devem ser tomadas quando do projeto desse tipo de alívio:

- linhas horizontais devem ser evitadas. Uma inclinação da linha de, no mínimo, 1:50 deve ser prevista.
- o diâmetro da linha de drenagem deve ser dimensionado com base em velocidades de líquido não superiores a 0,5 m/s[11].
- recomenda-se, quando necessário, a utilização de válvula em ângulo, ao invés de globo, em tubulação alinhada, que introduz maior perda de pressão.

No caso da Fig. 8.20b, o alívio do vapor do tanque é realizado através da linha de equalização de pressão com a entrada do condensador. Como através do condensador deve ocorrer uma queda de pressão, a elevação de pressão na saída é obtida pela coluna de líquido na linha de drenagem. Se esta não for suficientemente longa, a coluna de líquido poderá se estender aos tubos do condensador, provocando uma elevação da pressão de condensação. Alguns projetistas não recomendam linhas de equalização em instalações onde o reservatório opera segundo o conceito de tanque de mistura[14]. Na Fig. 8.20c, a linha de equalização é instalada com o conceito de tanque de expansão, onde, novamente, a queda de pressão no condensador é compensada pela coluna de líquido na linha de drenagem. Neste caso, a altura da coluna de líquido é contada a partir do nível do líquido no tanque, sendo esta uma das vantagens deste conceito em relação ao de tanque de mistura, como foi anteriormente mencionado.

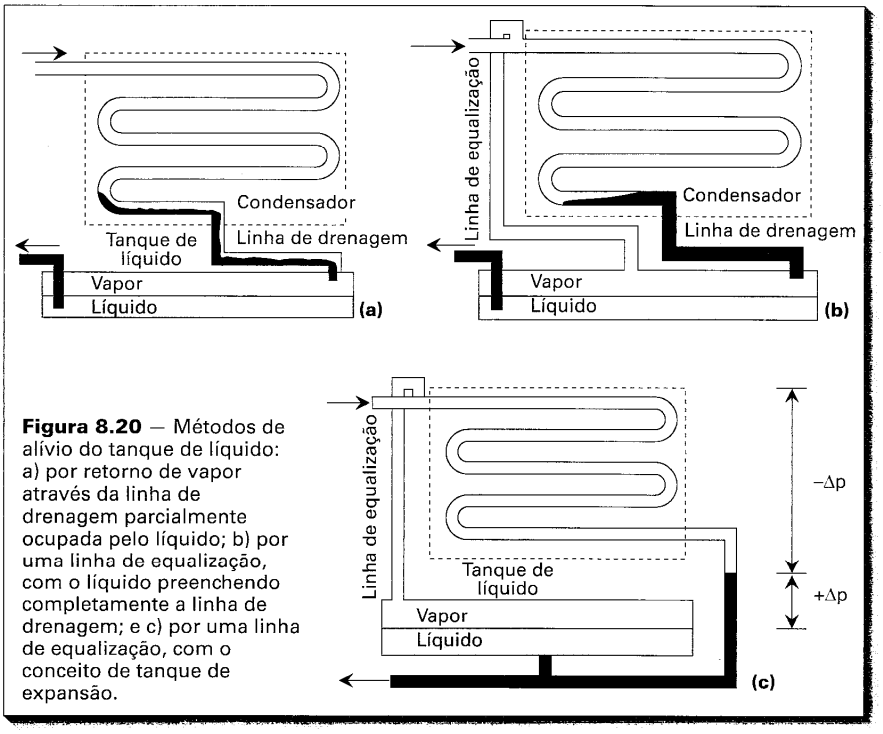


Figura 8.20 — Métodos de alívio do tanque de líquido: a) por retorno de vapor através da linha de drenagem parcialmente ocupada pelo líquido; b) por uma linha de equalização, com o líquido preenchendo completamente a linha de drenagem; e c) por uma linha de equalização, com o conceito de tanque de expansão.

8.15 — Tub

Os sistemas
operação.
em paralel
combinaçõe
sadores, alg
adequada

- as
- as
- uma
  di

A utiliza
líquido em
possível pro
condensad
baixa vazã
condensado
sadores ap
em ambos
poderá ocor
direita (ina
na figura. Se
elevado, a
condensad

Para evita
sifões nas
riormente,
queda de pres
linhas de dre
pelas colunas
suficientemen

Figura 8.21
de líquido e
dois conden
um sistema

8.15 — Tubulação em condensadores paralelos

Os sistemas industriais de refrigeração devem apresentar uma grande flexibilidade de operação, razão pela qual se adotam configurações de compressores e condensadores em paralelo. Uma faixa razoavelmente ampla de cargas pode ser satisfeita pelas distintas combinações daqueles componentes. No caso de operação em paralelo de condensadores, algumas regras básicas devem ser obedecidas a fim de garantir uma operação adequada:

- as linhas de líquido devem ser dotadas de sifões;
- as linhas de drenagem devem apresentar comprimentos verticais significativos;
- uma linha de equalização deve ser instalada entre o tanque de líquido e a entrada do condensador.

A utilização de sifões é recomendável para garantir uma drenagem adequada do líquido em todos os condensadores. A situação que se mostra na Fig. 8.21 ilustra um possível problema resultante da inexistência de purgadores nas linhas de drenagem. O condensador da direita experimenta, pelo menos temporariamente, uma condição de baixa vazão de refrigerante, resultante, por exemplo, de projetos diferenciados dos condensadores ou de ventiladores parcial ou totalmente desativados. Como os condensadores apresentam duas regiões em comum, na entrada e na saída, a queda de pressão em ambos deve ser igual. Nessas condições, no condensador da esquerda (ativo) só poderá ocorrer uma queda de pressão baixa, correspondente àquela verificada no da direita (inativo ou parcialmente ativo), se houver um retorno de líquido, como observado na figura. Se as linhas de drenagem apresentarem um comprimento suficientemente elevado, a coluna de líquido poderá compensar a maior queda de pressão no condensador ativo, preservando a sua capacidade.

Para evitar o retorno de líquido aos condensadores, recomenda-se a instalação de sifões nas linhas de drenagem, como se mostra na Fig. 8.22. Como observado anteriormente, os condensadores apresentam dois pontos em comum, razão pela qual a queda de pressão em ambos deve ser igual. Os sifões promovem um selo de líquido nas linhas de drenagem, permitindo que diferenças na queda de pressão sejam compensadas pelas colunas de líquido. Para isso, recomenda-se que as linhas de drenagem sejam suficientemente longas na direção vertical, de modo a preservar a capacidade dos

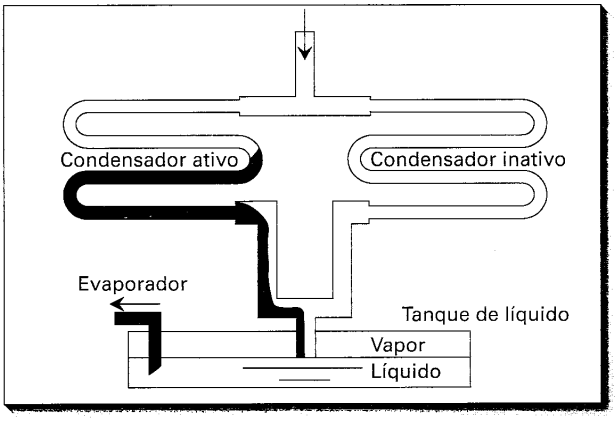


Figura 8.21 — Retorno de líquido em um dos dois condensadores de um sistema paralelo.

condensadores. O comprimento vertical das linhas de drenagem em instalações de amônia deve ser muito inferior ao daquelas que operam com refrigerantes halogenados em virtude da menor queda de pressão nos condensadores de amônia e de sua reduzida densidade. Os comprimentos verticais recomendados variam de 1,5 m, para instalações de amônia, a 3,6 m, no caso de refrigerantes halogenados. É interessante notar que, no conceito tanque de expansão da Fig. 8.22b, as linhas de drenagem são intrinsecamente sifonadas.

Concluindo, deve-se observar que, no caso de operação em paralelo, o procedimento de alívio da Fig. 8.20a não seria aplicável, razão pela qual se utiliza linha de equalização.

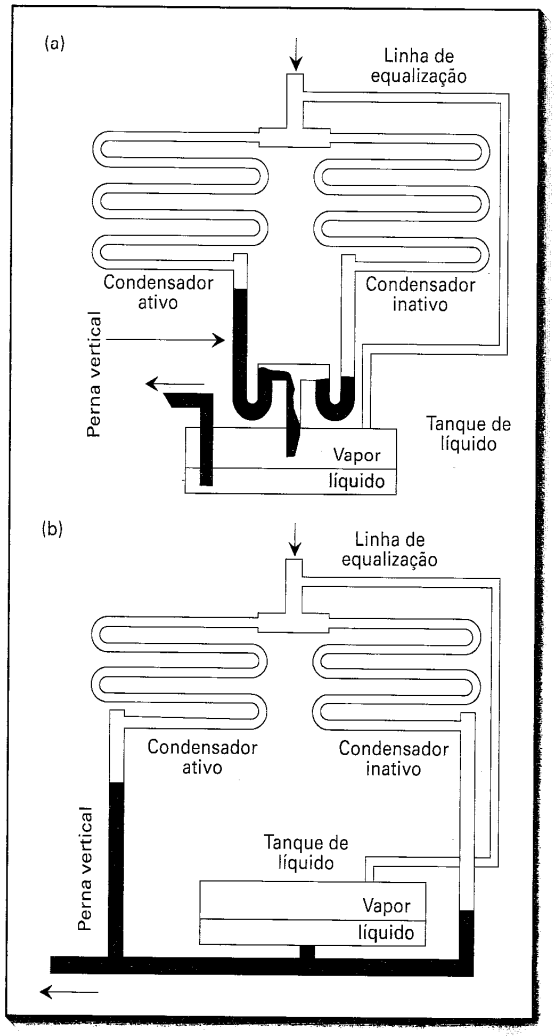
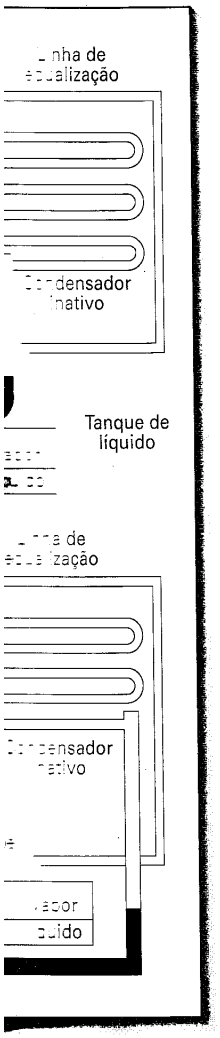


Figura 8.22 — Utilização de sifões nas linhas de drenagem associadas a trechos verticais suficientemente longos, para os conceitos: a) tanque de mistura; b) tanque de expansão.

em instalações de
antes halogenados
e de sua reduzida
para instalações
sante notar que, no
são intrinsecamente

o procedimento
de equalização.



8.16 — O condensador evaporativo como meio de resfriamento para cargas exteriores ao ciclo frigorífico

Em certos casos, o condensador evaporativo de uma instalação frigorífica é utilizado, simultaneamente, como meio de resfriamento de cargas exteriores ao ciclo. Uma aplicação em que o condensador evaporativo é freqüentemente utilizado é a do resfriamento do óleo dos compressores parafuso. O procedimento adotado é o de bombear a água da bacia do condensador para o resfriador de óleo, retornando a água quente. O efeito da carga adicional sobre o desempenho do condensador evaporativo pode ser avaliado através da Fig. 8.23, onde as linhas sólidas correspondem a uma operação normal e as tracejadas a uma operação do condensador com carga exterior adicional. No caso em que nenhuma carga exterior adicional é imposta, a temperatura da água na bacia, correspondendo ao ponto A do gráfico, é igual àquela da água que é borrifada na parte superior do condensador, associada ao ponto B.

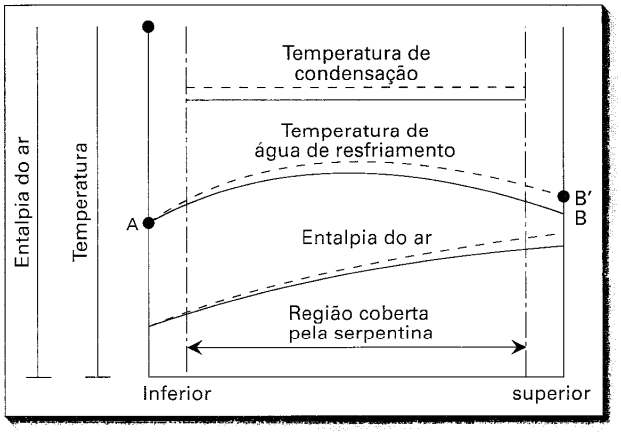


Figura 8.23 — Distribuição das temperaturas do ar, da água e do refrigerante ao longo do condensador. As linhas cheias correspondem a uma operação sem carga exterior, ao passo que as linhas tracejadas correspondem ao caso em que a água da bacia é utilizada em uma carga exterior.

O caso da carga exterior adicional corresponde a um processo em que a água é aquecida e, a seguir, borrifada no topo da torre. Nessas condições, a temperatura naquela região deve ser superior à da bacia, como lustrado pelo ponto B'. Tal elevação de temperatura deve impor uma conseqüente elevação da temperatura de condensação e da temperatura (ou entalpia) do ar nas distintas seções do condensador, implicando num aumento de sua capacidade. Os fabricantes de condensadores evaporativos sugerem a utilização de circuitos de resfriamento isolados para cargas exteriores, permitindo, com isso, um controle independente da temperatura de condensação e uma operação seca do condensador durante a ocorrência de baixas temperaturas exteriores.

8.17 — Tratamento da água em condensadores evaporativos

A evaporação da água de reposição na bacia do condensador provoca um aumento da concentração dos sólidos nela dissolvidos. Para amenizar tal problema, é necessário efetuar sangrias periódicas da água da bacia. Outro problema associado aos condensadores evaporativos é o da formação de incrustações nos tubos da serpentina, que devem ser periodicamente removidas através de um tratamento ácido da superfície. Deve se evitar o tratamento de tubos de aço galvanizado por ácido clorídrico (HCL).

8.18 — O condensador como componente do ciclo frigorífico

O desempenho do condensador, embora seja afetado por características intrínsecas, não pode ser dissociado da operação do ciclo frigorífico como um todo. Como foi amplamente discutido nas seções precedentes, o ideal seria operar a instalação a temperaturas de condensação tão baixas quanto possível, exceto nos casos onde limites mínimos devem ser estabelecidos. A temperatura de condensação aumenta com a carga de refrigeração, Fig. 8.24, o que seria de esperar em face dos argumentos apresentados neste capítulo. A elevação da temperatura de condensação, com o conseqüente incremento da potência de compressão por unidade de capacidade de refrigeração, ocorre justamente quando as exigências de refrigeração são maiores. Um meio de amenizar tal comportamento seria superdimensionar o condensador, do que resultaria uma redução na temperatura de condensação. Tal procedimento, embora implique numa elevação do custo inicial do condensador, proporciona uma redução na potência de compressão durante a vida útil da instalação. Esta discussão caracteriza os parâmetros e argumentos em que consiste a otimização do projeto de um condensador.

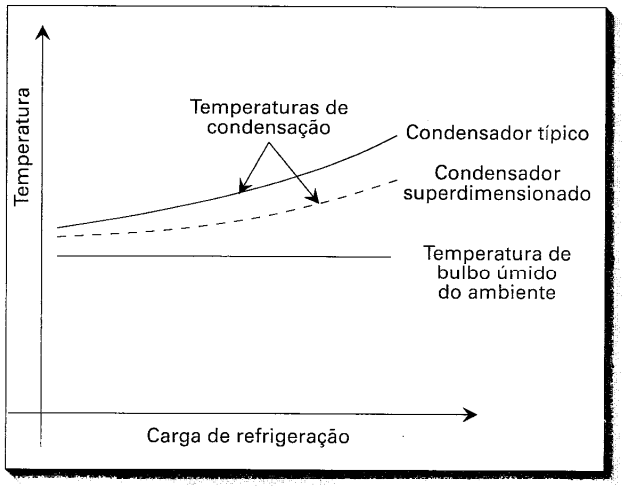


Figura 8.24 — O efeito da carga de refrigeração e do tamanho do condensador sobre a temperatura de condensação.

REFERÊNC

1. Nusselt. Deutsch
2. White, F. ficients
3. Goto, M. a Horizo stitute of
4. Murphy, F. ASHRAE neers, Tra
5. Stoecker tem Usin ratory OF
6. Lee, S. H ASHRAE neers, Vo
7. Hensley ing, Vol.
8. Tezuka, S Internati Artigo 2.
9. Finlay, I Journal of
10. "ASHRAE H Heat-ing
11. "Evapora timore.
12. "High Ca Waynesb
13. "The Bo
14. Garland Journal.
15. Bradley noEncon Francisc

REFERÊNCIAS

1. Nusselt, W. Z., 1916, "Die Oberflaechenkondensation des Wasser dampfes," Ver. Deutsch. Ing., Vol. 60, pp 541-549, julho 1916.
2. White, R. E., 1948, "Condensation of Refrigerant Vapors: Apparatus and Film Coefficients for F-12," Refrigerating Engineering, Vol. 55, N.º 5, p 375.
3. Goto, M.; Hotta, H. e Tezuka, S., 1979, "Film Condensation of Refrigerant Vapors on a Horizontal Tube," 15.º International Congress of Refrigeration, International Institute of Refrigeration, Veneza Argio B1-20.
4. Murphy, R. W. e Michel, J. W., 1984, "Enhancement of Refrigerant Condensation," ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-conditioning Engineers, Transactions, Vol. 90, part 1B, pp 72-79.
5. Stoecker, W.F. e McCarthy, C. I., 1984, "The Simulation and Performance of a System Using an R-12/R-114 Refrigerant Mixture," Relatório, Oak Ridge National Laboratory ORNL/Sub/81-7762/3 & 01.
6. Lee, S. H. e Knudsen, J. G:, 1979, "Scaling Characteristics of Cooling Tower Water," ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-conditioning Engineers, Vol. 85, part I, pp 281-302.
7. Hensley, J. C., 1981, "Cooling Tower Energy," Heating, Piping, and Air Conditioning, Vol. 53, N.º 10, pp 51-59.
8. Tezuka, S.; Takada, T. e Kasai, S., 1971, "Performance of Evaporative Cooler," 13.º International Congress of Refrigeration, International Institute of Refrigeration, Artigo 2.86, Washington, DC.
9. Finlay, I. C. e Harris D., 1984, "Evaporative Cooling of Tube Tanks," International Journal of Refrigeration, Vol. 7, N.º 4, pp 214-224.
10. "ASHRAE Handbook of HVAC Systems and Equipment 2000," American Society of Heat-ing, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA 2000.
11. "Evaporative Condenser Engineering Manual," Baltimore Aircoil Company, Inc., Baltimore, MD, 1983.
12. "High Capacity Evaporative Condensers," Catalog E140-100 ED Frick Company, Waynesboro, PA, outubro 1980.
13. "The Bohn Limitzer System," Bohn Heat Transfer Group, Danville, IL, 1984.
14. Garland, M. W., 1979, "Understanding the Condenser-Receiver System," ASHRAE Journal, pp 41-43, janeiro 1979.
15. Bradley, W. E., 1984, "Piping Evaporative Condensers," Palestra apresentada noEncontro Anual do IIAR, International Institute of Ammonia Refrigeration, San Francisco, CA, fevereiro 1984.

CAPÍTULO 9 TUBULAÇÕES

9.1 — Considerações gerais

Tubulações ou linhas de refrigerante são comuns a todas as instalações frigoríficas, tendo como função básica transportar o refrigerante entre os distintos componentes da instalação. Uma preocupação bastante generalizada no dimensionamento de linhas é a de que o seu tamanho seja suficientemente elevado. Tal preocupação é, de certo modo, conservadora, uma vez que são poucos os casos em que o tamanho pode representar um problema para a operação da instalação, como ocorre na linha de aspiração de sistemas com refrigerantes halogenados em que, para propiciar um arraste adequado do óleo, a velocidade do vapor deve ser limitada inferiormente. Por outro lado, a redução no tamanho, embora seja atraente sob o ponto de vista econômico e de espaço, pode comprometer a eficiência da instalação.

9.2 — As funções das linhas de refrigerante

O transporte de refrigerante entre os distintos componentes da instalação frigorífica ocorre sob condições variadas, dependendo do estado do refrigerante e do equipamento a que ele serve. A Tabela 9.1 apresenta um sumário das condições e critérios que devem vigorar nas distintas regiões de um circuito frigorífico industrial. Nessa tabela, pode ser observado que o refrigerante circula nos estados líquido ou vapor, exceto na linha de retorno do evaporador ao separador de líquido, pela qual escoa uma mistura bifásica.

O dimensionamento de tubulações se baseia na premissa de limitar a perda de carga. Esta implica numa redução da pressão, que, em sistemas frigoríficos, corresponde a uma diminuição na temperatura de saturação correspondente. Freqüentemente, tubulações frigoríficas são dimensionadas para uma perda de carga dada em termos de uma redução na temperatura de saturação correspondente. Mais adiante, apresentar-se-ão os critérios que determinam os limites de redução da temperatura de saturação.

Tabela 9.1 — Características das linhas de refrigerante.

Tipo de linha	Estado do refrigerante	Queda de pressão permitida	Características físicas da linha
Descarga do compressor	Vapor	Moderada	
Linha de líquido	Líquido	Moderada	Elevações devem ser limitadas
Aspiração do compressor	Vapor	Baixa, exceto para permitir o retorno de óleo	Sifonamento para o óleo em sistemas de expansão direta
Linhas de gás quente para degelo	Vapor	Moderada	
Recirculação de líquido:			
• da bomba aos evaporadores	Líquido	Moderada	
• retorno ao separador de líquido	Líquido-vapor	Baixa	Inclinação descendente

9.3 — Perda de carga em tubos de seção circular

O dimensionamento das linhas de instalações frigoríficas é, freqüentemente, realizado com o auxílio de tabelas ou ábacos especialmente preparados para cada refrigerante e tipo de linha. As condições operacionais em que se baseiam estes ábacos ou tabelas são limitadas, razão pela qual o projetista pode se deparar com problemas que não satisfaçam aquelas condições. Nessas circunstâncias, a familiaridade com o procedimento básico de avaliação da perda de carga pode ser de grande utilidade na solução do problema. Além disso, o domínio dos conceitos básicos pode facilitar a avaliação do efeito das propriedades do fluido e da geometria da linha. Essa é a razão pela qual serão a seguir apresentadas noções de cálculo de perda de carga em condutos circulares.

A equação fundamental da perda de carga é a seguinte:

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \tag{9-1}$$

onde, Δp = queda de pressão ou perda de carga Pa
f = coeficiente de atrito adimensional
L = comprimento de tubo m
D = diâmetro do tubo m
V = velocidade média do fluido m/s
ρ = densidade do fluido kg/m^3

A velocidade do fluido da Eq. (9-1) corresponde à média na seção transversal do tubo, definida como a razão entre a vazão volumétrica e a área da seção, isto é,

$$V, m/s = \frac{Q, m^3/s}{\pi (D, m)^2 / 4} \tag{9-2}$$

O coeficiente de atrito, f, depende do número de Reynolds do escoamento, Re, e da rugosidade da superfície do tubo, podendo ser obtido do diagrama de Moody, da Fig. 9.1. O número de Reynolds é um grupo adimensional, definido como:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}, \frac{(m/s)(m)(kg/m^3)}{Pa \cdot s} \qquad (9\text{-}3)$$

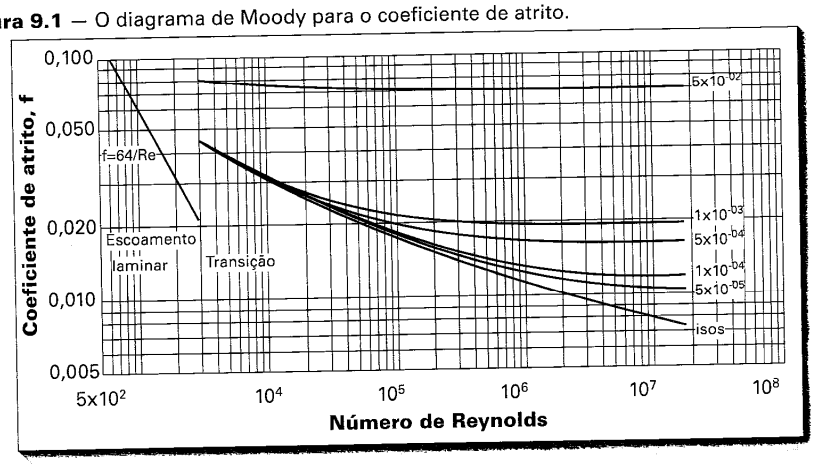
onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido, cuja unidade é Pa.s.

O número de Reynolds determina o regime de escoamento no tubo, que pode ser laminar, se Re < 2.000, e turbulento, para Re > 3.000. Em capítulos anteriores foi observado que o coeficiente de transferência de calor depende do número de Reynolds. O mesmo pode se afirmar em relação ao coeficiente de atrito e, portanto, à perda de carga. Deve-se observar que a relação funcional entre o coeficiente de atrito e Re depende do regime de escoamento, como pode ser observado no diagrama de Moody da Fig. 9.1. Os números de Reynolds com que se opera em aplicações frigoríficas são certamente superiores a 2.000, de modo que o regime laminar é raramente encontrado. Os parâmetros físicos de definição do número de Reynolds podem ser obtidos a partir dos seguintes argumentos:

- D é conhecido
- V é obtida da Eq. (9-2)
- ρ pode ser diretamente obtida das tabelas de propriedades termodinâmicas dos refrigerantes no Apêndice. ρ é igual ao inverso do volume específico.
- μ pode ser obtida das tabelas do Apêndice

Voltando ao diagrama de Moody, observa-se que, para escoamentos em regime laminar, a rugosidade da superfície do tubo não afeta o coeficiente de atrito. Entretanto, em escoamento turbulento, o coeficiente de atrito depende da rugosidade, a qual aparece em termos de uma rugosidade específica, ε/D. Os dois materiais mais comuns em tubulações frigoríficas se caracterizam por superfícies com os seguintes valores típicos da rugosidade absoluta, ε:

Figura 9.1 — O diagrama de Moody para o coeficiente de atrito.



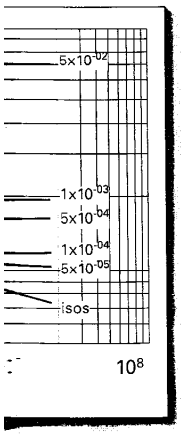
escoamento, Re,
a de Moody, da

(9-3)

que pode ser
s anteriores foi
ero de Reynolds.
anto, à perda de
to e Re depende
oody da Fig. 9.1.
as são certamente
encontrado. Os
dos a partir dos

termodinâmicas
e específico.

s em regime lami-
Entretanto, em
a qual aparece
ais comuns em
es valores típicos



material	rugosidade, ε
cobre	0,0000015 m
aço	0,000046 m

O uso generalizado de computadores pessoais faz com que cartas e ábacos, como o de Moody, sejam relegados a cálculos rápidos e superficiais, preferindo-se o uso de correlações. Um dos problemas da maioria das correlações mais precisas propostas para o coeficiente de atrito é que se trata de expressões logarítmicas, onde o coeficiente aparece de forma transcendente, o que dificulta o cálculo. Haaland[1] propôs a seguinte correlação explícita para o coeficiente de atrito:

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -1{,}8\ \log_{10}\left[\frac{6{,}9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/D}{3{,}7}\right)^{1{,}11}\right] \qquad (9\text{-}4)$$

A Eq. (9-4) representa com boa precisão o diagrama de Moody, inclusive na região de escoamento rugoso.

A seguir são apresentados dois exemplos ilustrativos dos procedimentos envolvendo o cálculo da perda de carga. O primeiro, Exemplo 9.1, trata do cálculo da perda de carga em um tubo de diâmetro conhecido, ao passo que o Exemplo 9.2 trata do dimensionamento de uma linha de líquido.

Exemplo 9.1

Qual deve ser a queda de pressão por metro de comprimento de tubo, quando 1,51 kg/s de vapor de R22 a -6,7°C escoam por um tubo de cobre de 74,8 mm de diâmetro interno?

Solução

Como o vapor se encontra a -6,7°C, da Tabela A.6a do apêndice resulta o seu volume específico, 0,0585 m^3/kg, que é equivalente a uma densidade, ρ, de 17,09 kg/m^3. Nessas condições, a vazão volumétrica de vapor será igual a 1,51 × 0,0585 = 0,0884 m^3/s. Como a área da seção transversal do tubo é igual a $\pi D^2/4$ = 0,00439 m^2, a velocidade média do vapor na seção, V, resultará igual a: 0,0884/0,00439 = 20,11 m/s. Nessas condições, o Re poderá ser avaliado se, da Tabela A.12, for extraída a viscosidade dinâmica do vapor de R22 a -6,7°C, que é igual a 1,17 × 10^{-05} Pa.s. Assim,

$$Re = \frac{(20{,}14\ m/s)(0{,}0748\ m)(17{,}08\ kg/m^3)}{0{,}0000117\ Pa.s} = 2{,}2\times10^6$$

Como se trata de um tubo de cobre, cuja rugosidade é igual a 0,0000015 m

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0{,}0000015}{0{,}0748} = 0{,}00002$$

Com os valores de Re e e/D, o coeficiente de atrito pode ser obtido seja entrando no diagrama de Moody ou pela Eq. (9-4), resultando aproximadamente igual a 0,0108. Uma vez conhecido o valor de f, substituindo os termos da Eq. (9-1) por seus respectivos valores, resulta:

$$\Delta p = (0{,}0108)\left(\frac{1\ \text{m}}{0{,}0748\ \text{m}}\right)\frac{(20{,}11\ \text{m/s})^2}{2}(17{,}09\ \text{kg/m}^3)$$

$$\Delta p = 500\ \text{Pa/m}$$

Exemplo 2.3

Determine o diâmetro da linha de líquido de uma instalação frigorífica para operar com o refrigerante R-404A, a uma temperatura de condensação de 45°C. O refrigerante entra na linha de líquido 5°C sub-resfriado. Sabe-se que a linha tem 20 m de comprimento e a vazão de refrigerante é de 0,1 kg/s. Como critério de dimensionamento, sugere-se que a perda de carga, em termos de redução da temperatura de saturação do refrigerante, seja limitada a 2°C.

Solução

O uso do diagrama de Moody envolve um procedimento iterativo de solução. Utilizando a Eq. (9.4), o problema se resume à solução de um sistema de equações não lineares, facilmente realizável por intermédio de um computador. Neste exemplo indicar-se-ão os passos principais da solução por computador. É interessante notar que a perda de carga foi imposta em termos de uma redução da temperatura de saturação do refrigerante. Assim, na entrada da linha de líquido, o refrigerante está à temperatura de 40°C (5°C sub-resfriado) e à pressão de condensação, 2.063 kPa. Como a temperatura de saturação é limitada a uma redução de 2°C, na extremidade de saída, a pressão de saturação do refrigerante deverá ser a correspondente a uma temperatura de 45–2 = 43°C, isto é, 1.969 kPa, o que corresponde a uma perda de carga real de 94,32 kPa. Assumindo que as propriedades do refrigerante não variem ao longo da tubulação, podem ser avaliadas no estado de entrada através das tabelas do Apêndice para o refrigerante R-404A, resultando os seguintes valores:

$\mu = 1{,}03 \times 10^{-04}$ Pa.s
$v = 0{,}0011\ \text{m}^3/\text{kg}$
$\rho = 1/v = 928{,}9\ \text{kg/m}^3$

A seguir, as equações que intervêm na solução do problema são escritas sem maiores comentários, uma vez que já foram anteriormente discutidas.

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$\text{Rugosidade específica} = \frac{0{,}0000015}{D}$$

$$m = \rho V D = 0{,}1\ \text{kg/s}$$

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

f = (Diagrama de Moody) ou Eq. (9-4) = função de (Re, ε/D)

$$\Delta p = f\left(\frac{L}{D}\right)\left(\frac{\rho V2}{2}\right) = 94.301 \text{ Pa}$$

A solução do sistema de 6 equações, proporciona os seguintes valores para os distintos parâmetros:

$A = 5{,}0 \times 10^{-5}$
$D = 0{,}0080\text{m}$
$f = 0{,}0174$
$Re = 1{,}57 \times 10^{5}$
$V = 2{,}11$ m/s

O procedimento do presente exemplo é utilizado por um sem número de publicações no desenvolvimento de tabelas e/ou ábacos de dimensionamento de linhas para aplicações frigoríficas[2].

A perda de carga em uma linha se compõe das contribuições dos trechos retos, avaliada de acordo com os procedimentos dos parágrafos precedentes, e das conexões tais como curvas, tes, válvulas e outros elementos de tubulação, que introduzem as denominadas "perdas de carga localizadas". Estas são geralmente expressas em termos de perdas equivalentes em trechos retos de tubulação de mesmo diâmetro. Tabelas de comprimentos equivalentes de conexões diversas podem ser encontradas na literatura[2]. A perda de carga total numa linha é, então, avaliada em termos do comprimento total, cujo valor corresponde à soma dos comprimentos de tubo reto e equivalente. O procedimento para a avaliação da perda de carga em válvulas será desenvolvido na Seção 10-2.

Das Eqs. (9-1) e (9-2) pode se verificar que a perda de carga (ou, eventualmente, queda de pressão) depende do comprimento do tubo e do seu diâmetro, além da densidade do fluido. A dependência do comprimento é evidente. O efeito dos outros dois parâmetros, entretanto, merece uma análise mais detalhada. O incremento da densidade tende, em princípio, a elevar a queda de pressão, como pode ser concluído do exame da Eq. (9-1). Essa dependência, entretanto, não é tão óbvia como parece. Considere-se, por exemplo, dois estados do vapor de refrigerante: na aspiração e na descarga do compressor. A aplicação direta da conclusão acima, para as demais condições iguais, sugeriria que a queda de pressão nas linhas de descarga do compressor seria superior àquela verificada nas linhas de aspiração, em virtude da maior densidade do vapor de descarga. Entretanto, essa conclusão não é verdadeira, uma vez que, para a mesma vazão, uma densidade superior implica numa velocidade média do fluido inferior (para o mesmo diâmetro de tubo) e, portanto, uma menor queda de pressão, uma vez que V aparece na forma quadrática na Eq. (9-1), ao passo que a dependência de ρ é linear.

O efeito do diâmetro sobre a perda de carga pode ser avaliado combinando as Eqs. (9-1) e (9-2), como se fez no caso da densidade. Inicialmente, da Eq. (9-2), verifica-se que, para mesmas vazão e densidade do fluido,

$$\frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$$

de modo que, uma redução de 50% no valor do diâmetro, implica num incremento da velocidade de quatro vezes o seu valor original. Por outro lado, quando a velocidade é substituída em termos do diâmetro na Eq. (9-1), resulta

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{D_1}{D_2}\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^2 = \frac{D_1}{D_2}\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^4 = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5$$

para cuja obtenção admitiram-se constantes, além da vazão e da densidade, o comprimento e o coeficiente de atrito. Este, como se viu em parágrafos precedentes, depende do número de Reynolds e, portanto, da velocidade. Entretanto, se Re é suficientemente elevado, o seu efeito sobre f é muito reduzido, como se constata no diagrama de Moody. Esta hipótese está implícita na expressão acima. Verifica-se, assim, que a perda de carga varia na razão inversa da quinta potência do diâmetro, de modo que uma redução de 50% do diâmetro implica num acréscimo da perda de carga de 32 vezes o valor original, indicando uma sensibilidade muito grande da mesma a variações de diâmetro.

9.4 — O diâmetro ótimo

O material desenvolvido até o momento trata apenas da determinação da perda de carga em linhas, o que constitui um passo na avaliação do diâmetro da tubulação, cujo valor poderá resultar, em última análise, de considerações econômicas. Tais considerações envolvem um compromisso entre o custo inicial, que se eleva, e o custo operacional, resultante da potência de compressão, que diminui com o diâmetro. A Fig. 9.2. ilustra a variação dos custos, referidos a valores atualizados, em função do diâmetro do tubo. O custo combinado da tubulação pode ser escrito como:

$$\text{Custo total} = C = C_1\,(D)\,(L) + C_2\,(\Delta p) \qquad (9\text{-}5)$$

A primeira parcela corresponde ao custo inicial, que, evidentemente, depende do diâmetro, D, e do comprimento, L, da tubulação. Ele inclui custos de material e de mão de obra, tendo sido admitido proporcional ao diâmetro. A segunda parcela se refere ao custo total, em valor atualizado, da energia de compressão ao longo da vida útil da tubulação. Evidentemente, a constante C_2 incorpora o número anual de horas de operação e a vida, em anos, além do custo financeiro. Substituindo o valor de Δp dado pela Eq. (9-1), a Eq. (9-5) se transforma na seguinte:

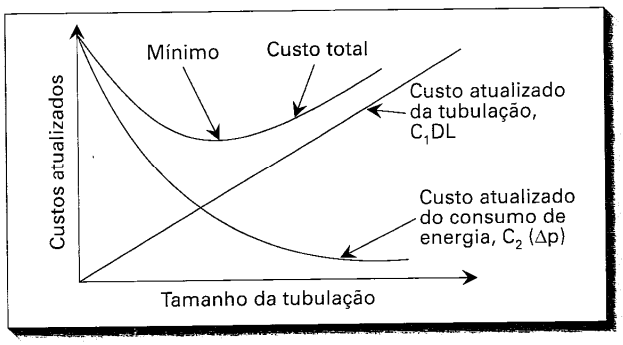


Figura 9.2 — Avaliação do diâmetro ótimo do tubo, correspondendo ao custo mínimo combinado, envolvendo os custos inicial e operacional, referidos a valores atualizados.

um incremento da
a velocidade é

$$C = C_1(D)(L) + \frac{C_3 L}{D^5} \qquad (9\text{-}6)$$

Para determinar o diâmetro ótimo da tubulação, basta diferenciar a Eq. (9-6) em relação a D e igualar o resultado a zero, isto é,

$$\frac{dC}{dD} = C_1 L - \frac{5C_3 L}{D^6} = 0$$

$$\text{Diâmetro ótimo} = \left(\frac{5C_3}{C_1}\right)^{1/6} \qquad (9\text{-}7)$$

É interessante observar que o diâmetro ótimo não depende do comprimento, como observa Richards[3]. Em outras palavras, o resultado expresso pela Eq. (9.7) parece contradizer a intuição, segundo a qual, para uma vazão dada, o diâmetro ótimo deve aumentar com o comprimento da tubulação.

Na análise precedente, não se incluiu nenhum tipo de vínculo como, por exemplo, exigências de um diâmetro mínimo para satisfazer uma determinada velocidade ou de um diâmetro máximo para satisfazer limitações de espaço. Tais vínculos poderiam ser incluídos no problema, mas representariam uma complicação adicional sem nenhum efeito prático. Um procedimento que, entretanto, seria recomendável é a atualização do valor do diâmetro ótimo ou as equações de definição dos custos para acomodar variações no custo dos materiais, de mão de obra ou de energia.

9.5 — Dimensionamento da tubulação

O dimensionamento da tubulação pelo procedimento do diâmetro ótimo, desenvolvido na seção precedente, seria o ideal. Entretanto, considerações de ordem prática permitem simplificar o projeto, sem afetar significativamente os resultados. A seguir serão discutidos critérios de projeto das distintas linhas de refrigerante da instalação frigorífica. Tais critérios, de larga aplicação industrial, são fundamentalmente de origem prática, aliando simplicidade a resultados satisfatórios.

Linha de aspiração do compressor

O critério de dimensionamento impõe uma queda máxima na temperatura de saturação variando entre 0,5 e 2°C. A ocorrência de um trecho de linha vertical ascendente em sistemas de refrigerantes halogenados pode determinar o abandono do critério, uma vez que, por questões de retorno do óleo ao compressor, a velocidade do vapor nesses trechos deve apresentar um limite mínimo. A referência 2 fornece o diâmetro máximo permissível para trechos ascendentes, em termos do refrigerante e da capacidade da instalação.

Linha de descarga do compressor

Neste caso, a queda na temperatura de saturação não afeta tanto a potência de compressão quanto a da linha de aspiração. Valores na faixa de 1,0 a 3,0°C são normalmente adotados.

Linha de líquido de alta pressão

Em princípio, a perda de carga não constitui um problema, uma vez que a pressão do refrigerante deverá ser reduzida no dispositivo de expansão. Problemas podem aparecer caso a perda de carga seja suficientemente elevada a ponto de saturar o líquido, com conseqüente formação de vapor. A mistura bifásica não só promove um acréscimo na taxa de redução da pressão na linha, como pode comprometer a operação do dispositivo de expansão. O critério de dimensionamento toma por base a velocidade do líquido, que deve ser mantida na faixa entre 1 e 2,5 m/s.

Linha de retorno da mistura bifásica ao separador de líquido

A linha de retorno ao separador de líquido em sistemas com recirculação se caracteriza pelo escoamento de uma mistura bifásica, constituída de refrigerante nos estados líquido e vapor. O cálculo da perda de carga no escoamento de misturas bifásicas é algo complexo, de modo que o procedimento adotado é dimensionar a tubulação como se só houvesse escoamento de vapor. Para incluir o efeito do líquido, os projetistas sugerem a adoção de um diâmetro de tubo imediatamente superior àquele do dimensionamento prévio.

Linhas de gás quente de degelo

Um dimensionamento adequado dessas linhas começa por uma estimativa da vazão de gás quente que deverá circular pelos evaporadores. Uma prática usual consiste em estimar a vazão de gás quente como o dobro da vazão de refrigerante em operação normal. A partir desse dado, o dimensionamento pode ser facilmente efetuado se a velocidade do gás quente for conhecida. Hansen[4] recomenda velocidades da ordem de 15 m/s para tubulações de amônia, em que o gás circule à temperatura de 21°C. Em sistemas com múltiplos evaporadores, a vazão de gás pode ser estimada com base na hipótese de que, no máximo, a metade dos mesmos é degelada simultaneamente. Recentemente, tem se observado a tendência de reduzir a temperatura de condensação, o que pode inviabilizar o dimensionamento das linhas de gás quente, efetuado de acordo com o procedimento sugerido. Em última análise, o dimensionamento passaria a ser afetado pela temperatura de condensação Além disso, é importante notar que a densidade do gás aumenta com a temperatura de condensação, e que, portanto, a perda de carga nas linhas também será afetada. Assim, por exemplo, quando a temperatura de condensação passa de 35°C para 15°C, a queda na temperatura de saturação nas linhas, associada à perda de carga, para alguns refrigerantes, pode dobrar[5], confirmando a afirmação anterior.

9.6 — Linhas de líquido com trechos verticais

A perda de carga independe da orientação da tubulação, uma vez que resulta do efeito do atrito viscoso no fluido. Quando o tubo se estende na direção horizontal, a queda de pressão se dá como resultado exclusivo do efeito do atrito. A perda de carga e a queda de pressão, nessas condições, são iguais, como foi anteriormente sugerido. Quando a linha se estende em uma direção que não a horizontal, a perda de carga, resultante do atrito, continua a ser calculada do mesmo modo. Entretanto, a queda de pressão é afetada

pelo peso da coluna de fluido. A carga do fluido na seção transversal do tubo se compõe dos efeitos da pressão e da gravidade*. Considerem-se dois trechos idênticos de tubo, um estendendo-se na direção horizontal e o outro na vertical. Admitindo-se as mesmas condições físicas do fluido e vazões iguais, a perda de carga experimentada em ambos os trechos é a mesma. A queda de pressão, entretanto, não é igual em ambos os casos. Se no trecho vertical o escoamento for ascendente, os efeitos de gravidade aumentam (a energia potencial do fluido se eleva ao longo do escoamento), de modo que a queda de pressão experimentada pelo fluido será superior àquela do trecho horizontal, onde não se verificam os efeitos de gravidade. Se o escoamento se dá no sentido descendente no trecho vertical, a variação de pressão será inferior à horizontal, uma vez que, neste caso, o peso da coluna de fluido tende a elevar a pressão na região inferior do tubo, ou em outras palavras, os efeitos de atrito são gradativamente reduzidos ao longo do escoamento. Em linhas de gases de alturas moderadas, os efeitos de gravidade são geralmente desprezados. Em escoamento de líquidos, cuja densidade é muito superior, os efeitos de gravidade devem ser considerados. Em alguns casos, como nas linhas de líquido de alta pressão em escoamento ascendente, a redução de pressão em virtude da elevação pode ser suficiente para promover uma formação intensa de vapor.

Exemplo 9.5

Uma linha de refrigerante 22 líquido se eleva de 8 m, como se mostra na Fig. 9.3. No ponto 1, antes do trecho em elevação, a temperatura e a pressão do refrigerante são, respectivamente, iguais a 30°C e 1.250 kPa. Quais devem ser a temperatura e a pressão no ponto 2?

Solução

O estado do R22 no ponto 1 é de líquido sub-resfriado a 30°C e 1.250 kPa. A sua densidade nesse estado pode ser obtida com o auxílio da Tabela A.6a, resultando igual a 1.174 kg/m^3. Admitindo que o efeito de atrito seja desprezível, a queda de pressão no trecho será resultante da variação dos efeitos de gravidade ou, em outras palavras, dos efeitos da coluna de líquido, os quais podem ser avaliados pela seguinte expressão:

$$Hpg = (8\ m) \times (1.174\ kg/m^3) \times (9{,}81\ m/s^2) = 92{,}1\ kPa$$

Nessas condições, a queda de pressão no trecho é de 92,1 kPa, de modo que a pressão em 2 será igual a:

$$1.250\ kPa - 92{,}1\ kPa = 1.157{,}9\ kPa$$

A pressão de saturação correspondente à temperatura de 30° C é de 1.191 kPa, o que indica que, no ponto 2, a pressão é inferior à de saturação e algum líquido deve ter se transformado em vapor, com conseqüente redução na temperatura. Esta será a temperatura de saturação correspondente à pressão de 1.157,9 kPa, isto é, 28,9° C. A presença de vapor na linha de líquido pode deteriorar a operação da válvula de expansão, como observado anteriormente, de modo que a linha contendo o trecho em elevação do Exemplo 9.3 deveria ser revista.

---

* *Caso não ocorra aceleração do fluido.*

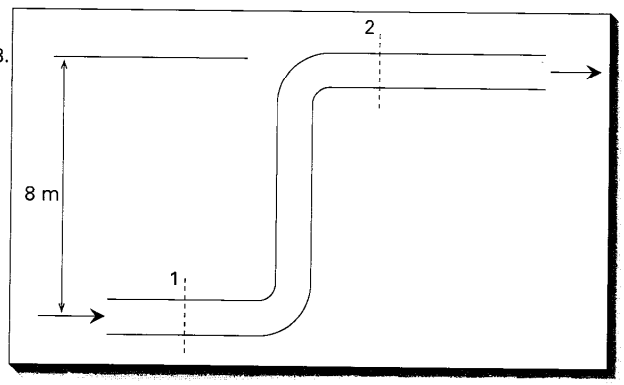


Figura 9.3 — Trecho em elevação do Exemplo 9.3.

O problema dos trechos em elevação nas linhas de líquido está relacionado com a redução da temperatura de saturação. A Tabela 9.2 mostra a redução na temperatura de saturação por unidade de elevação para distintos refrigerantes. Observa-se que o R12 é o refrigerante mais sensível a elevações, ao passo que a amônia é a que menos sensibilidade apresenta para trechos ascendentes.

Os trechos em elevação em instalações frigoríficas são resultado de imposições do arranjo físico das linhas. O único meio disponível para contornar o problema da formação de vapor na linha de líquido, como resultado de um trecho ascendente, é a instalação de um trocador de calor para sub-resfriar o líquido.

Tabela 9.2 — Redução da temperatura de saturação resultante do escoamento ascendente de distintos refrigerantes no estado líquido a 30°C.

Refrigerante	Redução da temperatura de saturação, °C/m
R12	0,65
R134a	0,53
R22	0,37
R404A	0,28
R502	0,36
R717, Amônia	0,17

No caso de escoamentos descendentes, ocorre a tendência inversa: a pressão tende a elevar-se sob o efeito do peso da coluna de líquido. Uma condição limite ocorreria quando o efeito de coluna fosse equivalente à perda de carga (resultante do atrito), quando, então, a pressão se manteria constante no trecho.

Exemplo 9.4

Qual deve ser a inclinação de uma linha de amônia líquida a 35°C, de 50 mm de diâmetro, em que a velocidade média do fluido é de 0,51 m/s, para que o efeito de coluna iguale a perda de carga?

Solução

Figura 9.4 — Uma linha inclinada de amônia, de acordo com o Exemplo 9-4:
a) a perda de carga é cancelada;
b) a inclinação é superior àquela de (a) e líquido preenchendo parcialmente o tubo

Solução

A inclinação do tubo deve ser tal que o efeito do peso da coluna de líquido seja igual à perda de carga resultante do efeito do atrito, de modo que a pressão se mantenha constante, como ilustrado na Fig. 9.4a.

Para a solução deste exemplo, é interessante transformar a equação da perda de carga, Eq. (9-1), de modo a referi-la à unidade de altura de coluna de líquido, ao invés de pressão. A equação resultante, obtida pela divisão da Eq. (9-1) por ρg, é a seguinte:

Perda de carga em altura (metros) de coluna, m:

$$m = f\frac{L}{D}\frac{V^2}{2g}$$

Como a densidade da amônia é igual a 587 kg/m^3, Re do escoamento pode ser determinado:

$$Re = \frac{(0{,}51\ m/s)(0{,}05\ m)(587\ kg/m^3)}{0{,}00013\ Pa\cdot s} = 115.100$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0{,}000046}{0{,}05} = 0{,}00092$$

Com Re e ε/D disponíveis, o coeficiente de atrito pode ser obtido do diagrama de Moody da Fig. 9.1, resultando igual a 0,022. Assim, para 1m de tubulação:
Perda de carga em altura de coluna por metro:

$$m/m = 0{,}022\left(\frac{1\ m}{0{,}05\ m}\right)\left(\frac{0{,}51\ m/s^2}{2\times 9{,}81\ m/s^2}\right) = 0{,}0058\ m/m$$

Nessas condições, para cada metro de tubo deve corresponder uma elevação de 0,0058 m, ou 1 m de elevação para 1/0,0058 = 173 m de tubo, como indicado na Fig. 9.4a. Se a inclinação do tubo for superior, para a mesma vazão, a linha ficará parcialmente preenchida pelo líquido, como se mostra na Fig. 9.4b. A situação ilustrada nessa figura corresponde àquela desejada no caso da drenagem do condensador, Fig. 8.20a, em que, para uma velocidade da amônia de 0,51 m/s, recomendava-se uma inclinação de 1 por 50. Essa inclinação permitia um espaço suficiente para o escoamento do vapor em sentido oposto ao da drenagem do líquido.

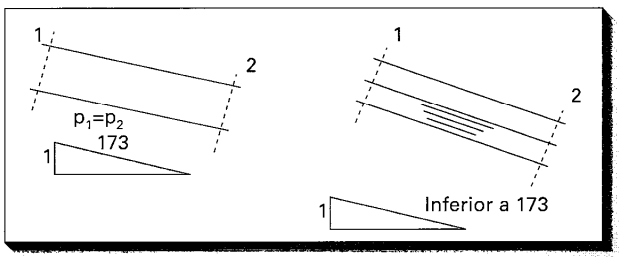


Figura 9.4 — Uma linha inclinada de amônia, de acordo com o Exemplo 9-4:
a) a perda de carga é cancelada;
b) a inclinação é superior àquela de (a) e líquido preenchendo parcialmente o tubo.

9.7 — Linhas horizontais e em elevação para misturas bifásicas

Misturas bifásicas, envolvendo refrigerante nos estados líquido e vapor, ocorrem em evaporadores, condensadores e nas linhas de retorno para o reservatório de baixa pressão em sistemas com recirculação de líquido. O escoamento nos primeiros equipamentos diz respeito ao fabricante. O projetista do sistema deve tratar do escoamento nas linhas de retorno. A perda de carga em escoamento bifásico pode ser influenciada não só pela geometria da interface líquido-vapor, mas também pela orientação da tubulação, que, em última análise, afeta a própria geometria da interface. Na Fig. 9.5 são ilustrados três padrões de escoamento bifásico que não estão diretamente associados à orientação das linhas mostradas na figura. Na Fig. 9.5a ilustra-se um escoamento horizontal do tipo névoa, onde vapor a alta velocidade arrasta goticulas de liquido. O escoamento em névoa poderia ocorrer também em tubo orientado verticalmente. Quando o vapor escoa com velocidades relativamente baixas e a vazão de líquido é suficientemente elevada, o padrão estratificado da Fig. 9.5b pode se estabelecer. Nessa figura, é ilustrada uma possível configuração do escoamento em uma linha de retorno para o separador de líquido. A inclinação descendente da linha implica num maior comprometimento do espaço físico. Ela só é adotada para evitar o retorno de líquido aos evaporadores e facilitar a sua drenagem para o separador de líquido, em caso de interrupção da circulação de vapor. A Fig. 9.5c ilustra um escoamento em bolhas no interior de um trecho vertical de tubo. A presença do vapor promove uma perda de carga adicional no trecho em elevação que, somada à correspondente na linha de aspiração, pode implicar numa queda acentuada na temperatura de saturação na aspiração do compressor.

O cálculo da perda de carga em escoamentos horizontais de misturas bifásicas é realizado tradicionalmente pelo método proposto por Martinelli e colaboradores[6]. Segundo esse procedimento, a perda de carga pode ser avaliada em termos da que se

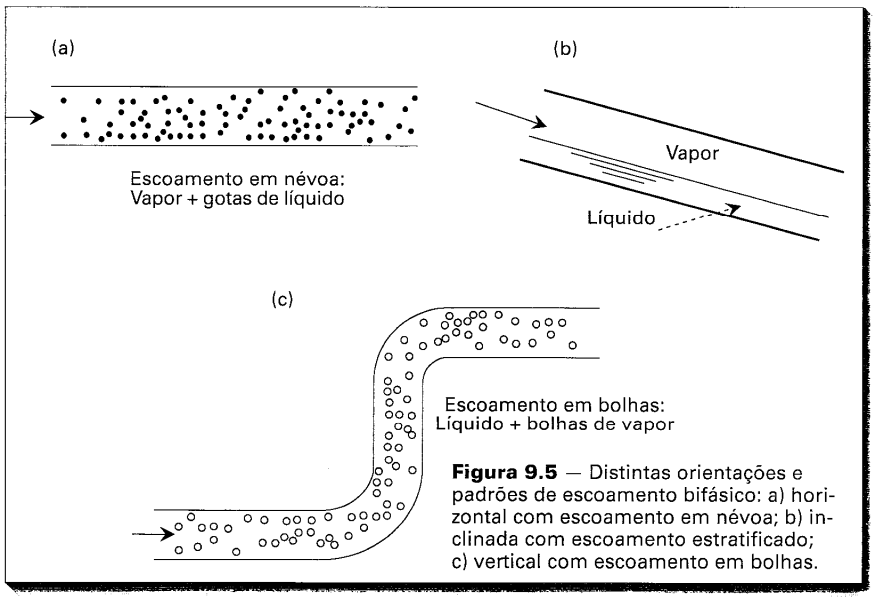


Figura 9.5 — Distintas orientações e padrões de escoamento bifásico: a) horizontal com escoamento em névoa; b) inclinada com escoamento estratificado; c) vertical com escoamento em bolhas.

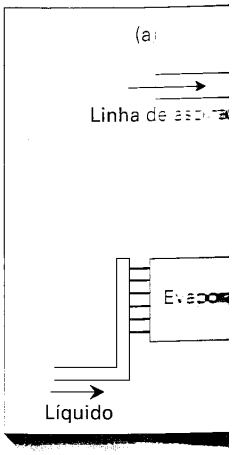
verificaria caso
um fator multi
propriedades fís
evitam as comp
simples, embora
bifásico. Esse
pelo tubo (lemb
imediatamente

Em escoam
complexo quant
resultando num
vazão de vapor
suficientemente
do vapor é rela
o líquido pode
deslocar por efei
Em todo caso,
do tubo, por ex
que é, aproxim
trecho só houve

(perda

Em virtude
correspondia à
ser suficiente
saturação, a qu
evaporação. A
(através, por ex
líquido, o que

Figura 9.6 — Esc
a) padrão bolhas



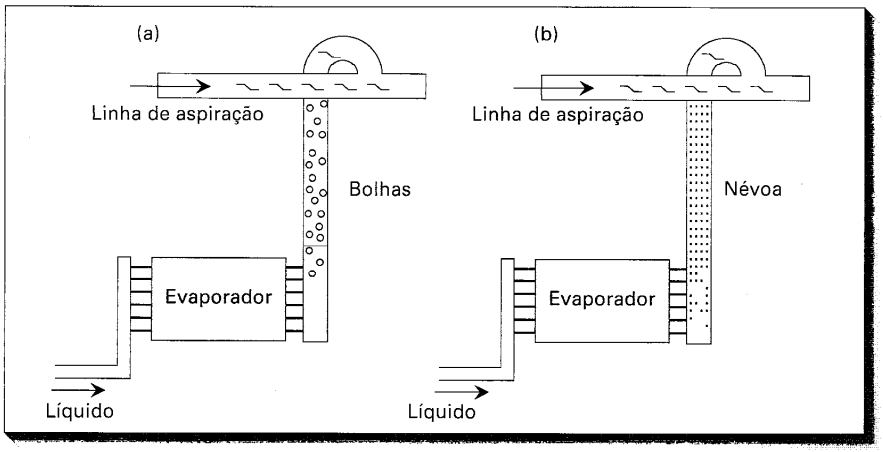
verificaria caso o vapor da mistura escoasse isoladamente no tubo, corrigindo-a por um fator multiplicativo. Martinelli demonstrou que esse fator era uma função de propriedades físicas do líquido e do vapor e do título da mistura. Na prática, os projetistas evitam as complexidades do método de Martinelli, através de um procedimento muito simples, embora não tão preciso, de dimensionamento da tubulação para escoamento bifásico. Esse método consiste em dimensioná-la como se o vapor escoasse sozinho pelo tubo (lembra o procedimento de Martinelli). A seguir, escolhe-se um diâmetro imediatamente superior para permitir uma área adicional de escoamento do líquido.

Em escoamentos verticais, como os da Fig. 9.6, o escoamento bifásico é tão complexo quanto nos horizontais. Na Fig. 9.6a, a vazão de vapor é relativamente baixa, resultando numa dispersão do mesmo, constituindo o regime em bolhas. Quando a vazão de vapor é aumentada, a concentração de bolhas pode se elevar e, para vazões suficientemente elevadas, o regime em névoa pode ser atingido. Quando a velocidade do vapor é relativamente baixa, resultando o escoamento em bolhas, como na Fig. 9.6a, o líquido pode se acumular no trecho em elevação. No limite, as bolhas poderiam se deslocar por efeito de empuxo, sem, entretanto, promover o escoamento do líquido. Em todo caso, a redução na velocidade de vapor, através de um aumento no diâmetro do tubo, por exemplo, não proporciona uma redução significativa da perda de carga, que é, aproximadamente, igual ao efeito de coluna no trecho em elevação. Se nesse trecho só houvesse líquido, a perda de carga seria:

$$(\text{perda de carga, Pa}) = (\text{h,m}) \times (\rho_l, \text{kg/m}^3) \times (9{,}81, \text{m/s}^2)$$

Em virtude da presença de vapor, a densidade, que nas expressões precedentes correspondia à do líquido, ρ_l, seria inferior. Entretanto, a perda de carga continuaria a ser suficientemente elevada para promover uma significativa queda na temperatura de saturação, a qual pode ser importante, principalmente para baixas temperaturas de evaporação. A situação pode ser algo melhorada pela elevação da velocidade do vapor (através, por exemplo, da redução do diâmetro do tubo), promovendo um arrasto do líquido, o que impede o seu acúmulo.

Figura 9.6 — Escoamento bifásico em um trecho em elevação: a) padrão bolhas; b) padrão névoa.



Richards[7] recomenda diâmetros de linhas em elevação para perda de carga mínima com base em análises de resultados experimentais. Na Tabela 9.3 são apresentados resultados obtidos a partir das recomendações de Richards. Uma vez obtido o diâmetro, a perda de carga no trecho pode ser calculada. Richards sugere que, para as condições da Tabela 9.3, em um trecho vertical com razão de recirculação de 5, a queda na temperatura de saturação deve ser da ordem de 1,6°C, para uma velocidade do vapor correspondente a uma perda de carga mínima.

Figura 9.7 — Velocidades de [illegible] recomendadas e[illegible] escoamento ve[illegible] para permitir o [illegible] de óleo em tubos [illegible] cobre tipo L.

Tabela 9.3 — Capacidades do evaporador [em kW] para perda de carga mínima em trechos verticais de distintos diâmetros, para diversas razões de recirculação, em sistemas de amônia, operando à temperatura de evaporação de –40°C.

Razão de recirculação	Diâmetro do tubo no trecho em elevação, mm						
	37	50	63	75	100	125	150
2,5	18,6	34,8	53,4	90,0	184,2	324	513
3,15	17,6	32,7	50,3	87,9	173	305	482
4,0	16,9	31,3	48,5	84,4	167	293	464
5,0	16,2	30,2	46,8	81,2	160	282	447

Para finalizar a análise do escoamento bifásico em trechos verticais, cabe enfatizar recomendações no sentido que o bombeamento do líquido utilizando vapor a velocidade elevada seja evitado, em princípio, pela eliminação de trechos verticais. Se a disposição das linhas impuser a sua manutenção, uma opção que parece ser atraente é a de bombear o líquido separadamente. Resultados obtidos por Richards[7] indicaram um acréscimo de 10 a 20% na capacidade quando o líquido era transferido isoladamente no trecho vertical. Outras experiências, envolvendo bombas de êmbolo para o bombeamento de líquido em congeladores de placas[8], resultaram em acréscimos de 15 a 20% na capacidade de instalações com trechos de altura elevada. As bombas apresentavam um êmbolo (pistão) hidráulico, acionado pelo próprio óleo do compressor.

são apresentad[illegible] gra[illegible] escoamentos ver[illegible] Referência 9.

(Ve[illegible]

onde: D = diâm[illegible]
g = acele[illegible]
ρ_l = dens[illegible]
ρ_v = dens[illegible]

Da Fig. 9.7 e da Eq. o diâmetro do tub[illegible]

O dimensionam[illegible] dimensionado par[illegible] permitir o retorn[illegible] cargas parciais [illegible] Uma possível solu[illegible] Fig. 9.8. Assim, sob [illegible] a velocidade do vapor [illegible] resultando num a[illegible] tubo da direita. Quan[illegible] vapor é suficiente par[illegible] Para evitar que o óleo [illegible] mendável a instalação [illegible]

9.8 — *Trechos em elevação na linha de aspiração de sistemas com expansão direta de refrigerantes halogenados*

O principal fator no projeto de trechos em elevação nas linhas de aspiração de sistemas com expansão direta é a necessidade de permitir um arrasto adequado do óleo, de modo a propiciar seu retorno ao compressor. No caso da amônia, esse problema não aparece, em virtude de sua imiscibilidade com o óleo. Em sistemas de refrigerantes halogenados, o óleo tem acesso ao evaporador em solução com o refrigerante. À medida que este se evapora, a concentração de óleo no líquido se eleva, até que, na saída do evaporador, o refrigerante se apresenta na forma de gotículas de elevada concentração de óleo. Como o objetivo é retornar o óleo ao compressor, a velocidade do vapor deve ser tal que facilite o arrasto das gotículas. Em trechos verticais, essa velocidade deve depender do tipo de refrigerante, sua densidade (e, portanto, a temperatura de evaporação e o superaquecimento), da viscosidade do óleo e do diâmetro do tubo. Observa-se que, à medida que a temperatura de evaporação diminui, e com ela a densidade do vapor, a velocidade necessária para o arrasto deve se elevar. Na Fig. 9.7

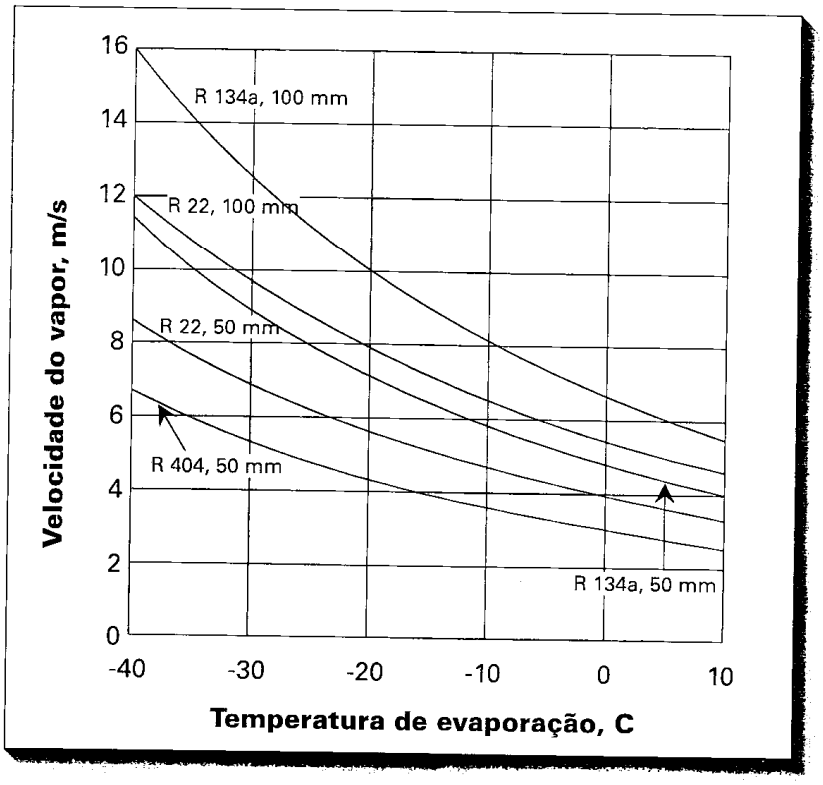


Figura 9.7 – Velocidades de vapor recomendadas em escoamento vertical para permitir o retorno de óleo em tubos de cobre tipo L.

são apresentados gráficos para a velocidade mínima de vapor recomendada em escoamentos verticais. Tais gráficos foram levantados a partir da seguinte equação da Referência 9.

$$(\text{Velocidade, m/s}) = 0{,}723\left[gD\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1\right)\right]^{1/2} \tag{9-8}$$

onde: D = diâmetro do tubo, m
g = aceleração normal da gravidade = 9,80 m/s^2
ρ_l = densidade da solução óleo-refrigerante, kg/m^3
ρ_v = densidade do vapor de refrigerante, kg/m^3

Da Fig. 9.7 e da Eq. (9-8) pode se concluir que a velocidade do vapor se eleva com o diâmetro do tubo

O dimensionamento do tubo vertical deve ser feito com os devidos cuidados. Se dimensionado para condições de plena carga, o diâmetro pode ser muito elevado para permitir o retorno do óleo em cargas parciais. Por outro lado, o dimensionamento para cargas parciais implica numa perda de carga superior em condições de plena carga. Uma possível solução seria dividir o trecho vertical em dois tubos, como ilustrado na Fig. 9.8. Assim, sob condições de carga parcial, quando a vazão de refrigerante é pequena, a velocidade do vapor pode não alcançar o valor suficiente para o arrasto do óleo, resultando num acúmulo do óleo no sifão, o que interrompe a circulação de vapor pelo tubo da direita. Quando o sistema volta a trabalhar sob cargas elevadas, a vazão de vapor é suficiente para romper o selo de óleo e arrastá-lo de volta para o compressor. Para evitar que o óleo acumulado seja enviado de uma só vez ao compressor, é recomendável a instalação de sifões a jusante do trecho vertical.

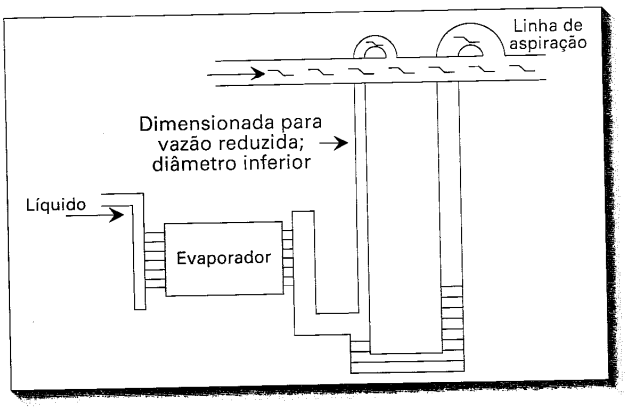


Figura 9.8 — Trecho vertical com dois tubos. Em condições de carga parcial o selo de óleo se estabelece e o escoamento de vapor se dá pelo tubo da esquerda.

REFERÊNCIAS

1. White, F. M., 1991, "Viscous Fluid Flow," Mc Graw Hill, Inc., NY.
2. "ASHRAE Handbook of Refrigeration 1998," American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA, 1998.
3. Richards, W. V., 1983, "Refrigerant Vapor Line Sizing not Dependent on Length," Proceedings of Commission B2, 16th International Congress of Refrigeration, International Institute of Refrigeration, pp 240-244.
4. "Ammonia Valve Capacities and Sizing," Hansen Technologies Corporation, Burr Ridge, IL, 1984.
5. Stoecker, W. F., 1984, "Selecting the Size of Pipes Carrying Hot Gas to Defrost Evaporators," International Journal of Refrigeration, Vol. 7, N.º 4, pp 225-228.
6. Lockhart, R. W. e Martinelli, R. C., 1949, "Proposed Correlation of Data for Isothermal, Two-Component Flow in Pipes," Chemical Engineering. Progress, Vol. 45, pp 39-48.
7. Richards, W. V., 1982, "Piping is Piping... or is It?, " Encontro anual do IIAR, International Institute of Ammonia Refrigeration, 21 a 24 de março, 1982.
8. Kristapovich, P. J. e Knapp, M. E., 1982, "Refrigerant Transfer System," patente N.º 4, 350, 022, 21 de setembro, 1982.
9. Jacobs, M. J.; Scheideman, F.C.; Kazem, S. M. e Macken, 1976, "Oil Transport by Refrigerant Vapor," ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Transactions, Vol. 86, parte 2: pp 318-328.

CAPÍTULO

10.1 — Tipos de v

Todos os dispos
sentido em que se
bloquear o esc
abertas ou fech
vazão de refrige
ou nível de líqu

- bloque
- expansã
- de reten
- de sole
- de contr
- automá
- de expan

As válvulas de

10.2 — Válvulas de

A válvula de bloq
de refrigerante de
quando deve int
escoamento. Sua fu
lação frigorífica. Es
de esfera, de gave
válvula de bloque

- vedação
- perda de
- vedação

CAPÍTULO 10 VÁLVULAS

10.1 — Tipos de válvulas

Todos os dispositivos de controle de vazão descritos neste capítulo são válvulas, no sentido em que se trata de elementos de tubulação e podem restringir ou mesmo bloquear o escoamento de refrigerante. As válvulas de bloqueio operam totalmente abertas ou fechadas, ao contrário das outras válvulas que têm por objetivo modular a vazão de refrigerante em resposta a variações de parâmetros como temperatura, pressão ou nível de líquido. Os tipos de válvula considerados neste capítulo são:

- bloqueio de atuação manual
- expansão de atuação manual
- de retenção
- de solenóide
- de controle de nível
- automática ou reguladora de pressão
- de expansão, controlada pelo superaquecimento

As válvulas de segurança serão discutidas mais adiante, no Capítulo 13.

10.2 — Válvulas de bloqueio de atuação manual

A válvula de bloqueio atuada manualmente é utilizada em diversos pontos das linhas de refrigerante de instalações industriais. Ela opera somente nas condições aberta, quando deve introduzir uma perda de carga mínima, ou fechada, quando bloqueia o escoamento. Sua função é a de isolar um determinado componente ou região da instalação frigorífica. Os principais tipos, mostrados na Fig. 10.1, são: de globo, em ângulo, de esfera, de gaveta e de borboleta. As três características principais associadas a uma válvula de bloqueio devem ser:

- vedação absoluta quando fechadas;
- perda de carga reduzida quando abertas;
- vedação absoluta para a atmosfera.

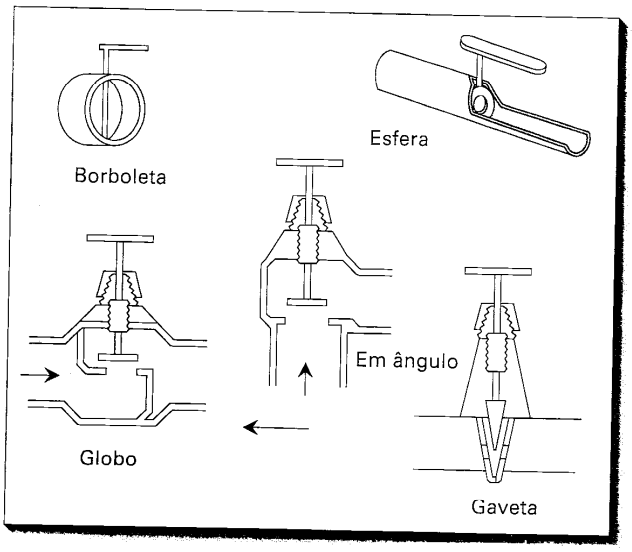


Figura 10.1 — Válvulas manuais de bloqueio:
a) de borboleta,
b) de globo,
c) em ângulo,
d) de esfera;
e) de gaveta.

As válvulas de gaveta e de borboleta se caracterizam por reduzida perda de carga, mas não vedam adequadamente quando fechadas, razão pela qual são raramente utilizadas na indústria de refrigeração com as funções de bloqueio.

Todas as válvulas introduzem alguma perda de carga no escoamento. As perdas nas válvulas são consideradas como "locais" (ou singulares), podendo ser determinadas de acordo com a seguinte expressão:

$$\Delta p = C \frac{\rho V^2}{2} \qquad (10\text{-}1)$$

onde Δp = perda de carga, Pa
V = velocidade, m/s
ρ = densidade, kg/m^3

Valores da constante de proporcionalidade, C, podem ser obtidos na Tabela 10.1 para distintas singularidades em função do diâmetros do tubo.

O tipo de válvula e a conveniência de sua instalação devem ser cuidadosamente examinados pelo projetista da tubulação. Se, por um lado, válvulas que raramente são fechadas podem ser úteis no isolamento de certos componentes ou mesmo de outras

Tabela 10.1 — Coeficientes da perda de carga localizada em válvulas e conexões[1].

Diâmetro do tubo mm	Cotovelo 90°	Ramificação Te	Válvula de globo	Válvula de gaveta	Válvula em ângulo	Válvula de retenção
25	1,5	1,8	9	0,24	4,6	3,0
50	1,0	1,4	7	0,17	2,1	2,3
67	0,85	1,3	6,5	0,16	1,6	2,2
100	0,7	1,1	5,7	0,12	1,0	2,0

válvulas, por outro, o acúmulo de válvulas em uma linha de vapor pode implicar na necessidade de maior potência de compressão para a operação do sistema. De acordo com estimativas de Stamm[2], uma válvula de globo aberta na linha de retorno em sistemas com recirculação de líquido promove uma perda de carga de 7,5 kPa, que demanda um custo adicional de operação de US$ 9.400,00 por ano, para uma instalação de 2.100 kW. Uma válvula de esfera aberta, por outro lado, demandaria um custo adicional de somente US$ 43,00 por ano.

De acordo com a Tabela 10.1, a perda de carga em uma válvula em ângulo é 1/2 a 1/6 da que se verifica em uma válvula de globo, dependendo do tamanho da válvula e da tubulação. Nessas condições, a válvula em ângulo deveria ter preferência, caso o arranjo da tubulação assim o permitisse.

10.3 — Válvulas de expansão manuais ou válvulas de balanceamento

Ao contrário das válvulas de bloqueio, as de controle são projetadas para regular a vazão ao longo do curso da haste. As válvulas de expansão manuais encontram duas aplicações básicas em instalações frigoríficas industriais: controle de vazão nos evaporadores de sistemas com recirculação de líquido, Fig. 10.2a, e em associação com válvulas de bloqueio de controle de nível, como ilustrado na Fig. 10.2b. No sistema com

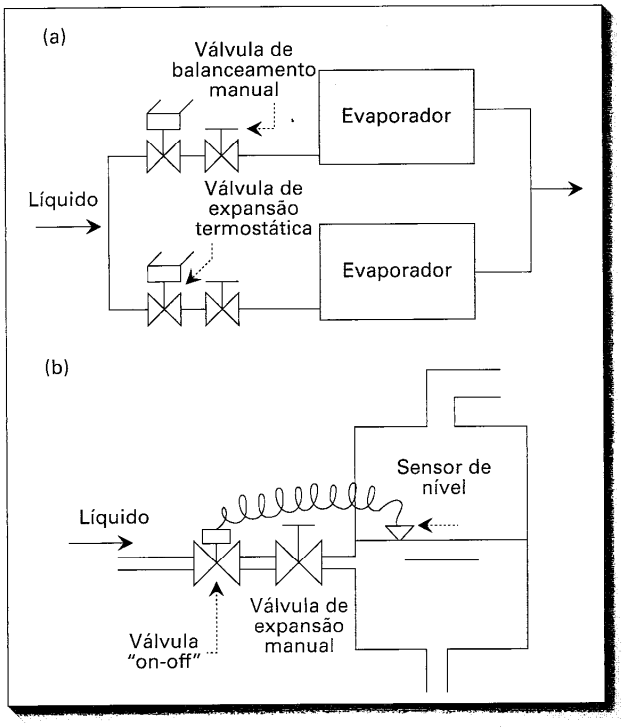


Figura 10.2 — Válvulas de controle manuais:
a) em um sistema com recirculação de líquido;
b) associadas a uma válvula de bloqueio para controle de nível.

a perda de carga, ... são raramente

... As perdas nas ... determinadas de

(10-1)

... na Tabela 10.1

... cuidadosamente ... raramente são ... mesmo de outras

... e conexões[1].

... e	Válvula de retenção
	3,0
	2,3
	2,2
	2,0

recirculação de líquido da Fig. 10.2a, a válvula em questão realiza a função de balanceamento do sistema, no sentido em que é acionada para impor uma maior perda de carga em evaporadores com menores restrições ao escoamento. Caso contrário, estes apresentariam uma vazão superior, enquanto os demais ficariam subalimentados. Deve-se observar que em sistemas com recirculação de líquido, a perda de carga através das válvulas de controle de vazão, como as da Fig. 10.2a, é muito inferior às suas congêneres de expansão, que operam entre as pressões de condensação e de evaporação.

As válvulas que regulam a vazão de refrigerante para um reservatório com nível de líquido controlado são geralmente de bloqueio ("on-off"), acionadas eletricamente. Tais válvulas devem ser instaladas em associação com outra de controle manual, como ilustrado na Fig. 10.2b, a fim de evitar flutuações da pressão no reservatório quando a válvula de bloqueio é acionada (para abrir ou fechar). Ambas introduzem perda de carga, sendo a manual, responsável por, aproximadamente, 2/3 do total.

10.4 — Válvulas de retenção

As válvulas de retenção permitem o escoamento de refrigerante em um único sentido, bloqueando o escoamento no sentido contrário. Os princípios de funcionamento são ilustrados na Fig. 10.3. O primeiro, Fig. 10.3a, tem por base a ação da gravidade. Quando a pressão a montante excede de um certo valor a de jusante, o efeito do peso do elemento de vedação é superado e a válvula se abre. Caso contrário, a diferença de pressão atua no mesmo sentido do peso do elemento, colaborando, assim, para a vedação da válvula. No caso da Fig. 10.3b, o peso é substituído pela ação da mola.

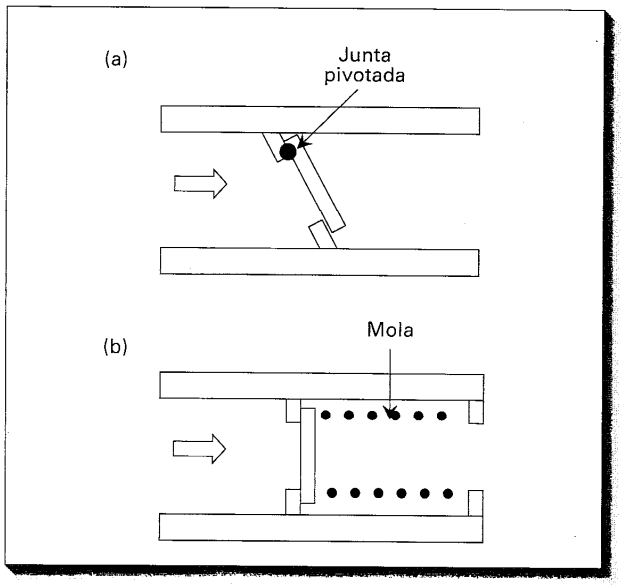


Figura 10.3 — Características construtivas da válvula de retenção.

10.5 — Válvulas de solenóide

São válvulas de bloqueio acionadas eletricamente, podendo ser classificadas, quanto à sua operação, em: normalmente fechada, NF, a mais comum, e normalmente aberta, NA[3]. Em ambos os casos, a pressão do sistema opera positivamente no sentido de manter a válvula fechada. Nessas condições, as válvulas de solenóide podem suportar pressões relativamente elevadas a montante, mas não vedam adequadamente quando as pressões positivas se dão a jusante. As válvulas de solenóide podem, ainda, ser classificadas como:

- de ação direta
- pilotadas (discutidas na próxima seção)

Nas válvulas de solenóide de ação direta, como a da Fig. 10.4, a abertura resulta da ação da haste, promovida pela energização do enrolamento (armadura, solenóide), sobre o elemento de vedação. Alguns projetos permitem que, inicialmente, a haste se movimente sem acionar o elemento de vedação, que permanece sobre o assento. Sua remoção é facilitada pelo movimento prévio da haste. Quando do fechamento da válvula, resultante da interrupção da corrente elétrica, o elemento de vedação se desloca por gravidade, se apoiando sobre o assento, com ou sem a assistência de uma mola.

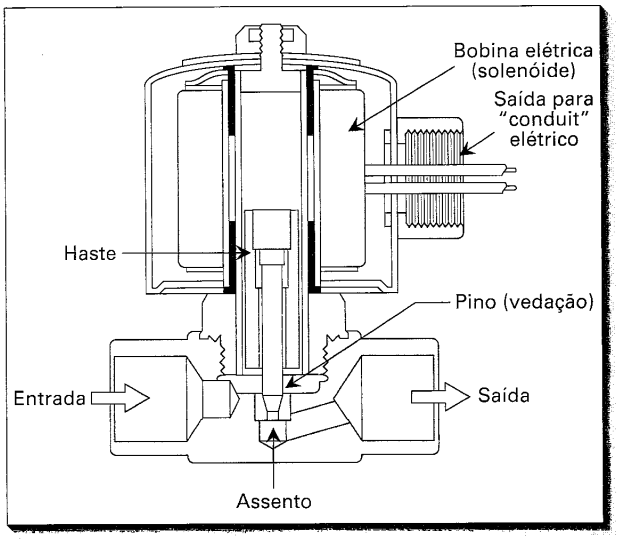


Figura 10.4 — Válvulas de solenóide de ação direta.

Do exposto percebe-se que o diferencial de pressão através da válvula é de suma importância, de modo que a seleção deve ser feita em termos do denominado Diferencial Máximo de Pressão de Operação, que o fabricante deve fornecer no catálogo. O tamanho das válvulas de ação direta é limitado a linhas variando de 6 a 25 mm (1/4 a 1 polegada), uma vez que devem produzir uma força suficiente para compensar o efeito da pressão do sistema.

10.6 — Válvulas de solenóide pilotadas e acionadas por pressão de gás

Na seção precedente foi sugerido que a pressão na tubulação afetava a força que deveria ser desenvolvida pela haste, como resultado da ação da solenóide, cujo tamanho é proporcional àquela força. Para manter as dimensões da solenóide dentro de limites práticos, a ação direta sobre o elemento de vedação deve ser evitada em válvulas de tamanho moderado para as quais outros dispositivos devem ser utilizados. O objetivo da presente seção é a discussão de dois deles: o associado às denominadas válvulas pilotadas e o das válvulas acionadas por pressão de gás. Nas válvulas pilotadas, uma pequena válvula de solenóide comunica a linha a montante da válvula com a câmara limitada pelo êmbolo de acionamento do elemento de vedação da válvula. Como o êmbolo apresenta uma área superficial superior àquela do elemento de vedação, a força resultante se dá no sentido da abertura da válvula*. Um dos projetos de válvula pilotada é ilustrado na Fig. 10.5[4], no qual uma válvula de solenóide piloto comunica a região a montante, M, com o êmbolo de acionamento, através do canal N. Este tipo de válvula exige um mínimo de perda de carga para seu acionamento, o que pode se constituir num fator importante de limitação do seu uso em certos casos, como nas linhas de vapor e nas linhas de líquido ou de retorno de evaporadores inundados, onde perdas de carga reduzidas são desejáveis. Para essas aplicações, a válvula acionada por pressão de gás da Fig. 10.6[4] pode ser a solução. Suas características construtivas são semelhantes às da válvula pilotada, diferenciando-se no sentido em que o êmbolo de acionamento é atuado por gás a alta pressão de uma fonte externa ou do próprio sistema. Um valor típico do excesso de pressão, em relação à pressão a montante da válvula, necessário para o acionamento do êmbolo é 69 kPa. O procedimento de abertura consiste no acionamento da válvula de solenóide piloto que comunica a linha de gás a alta pressão com a câmara A. Quando do fechamento, a válvula de solenóide piloto é desativada e a

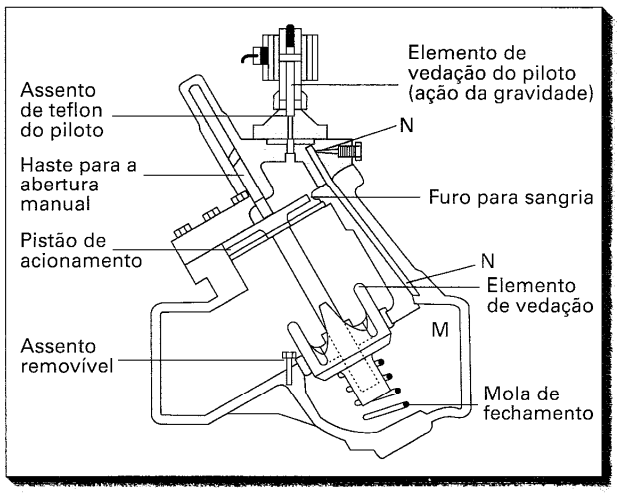


Figura 10.5 — Uma válvula de solenóide pilotada. (Cortesia da Refrigeration Specialties, Divisão da Parker-Hannifin Corp.).

** Deve se observar que a pressão a montante age sobre ambos, o êmbolo e o elemento de vedação. Neste, a ação ocorre no sentido de fechamento da válvula, ao contrário da ação sobre o êmbolo.*

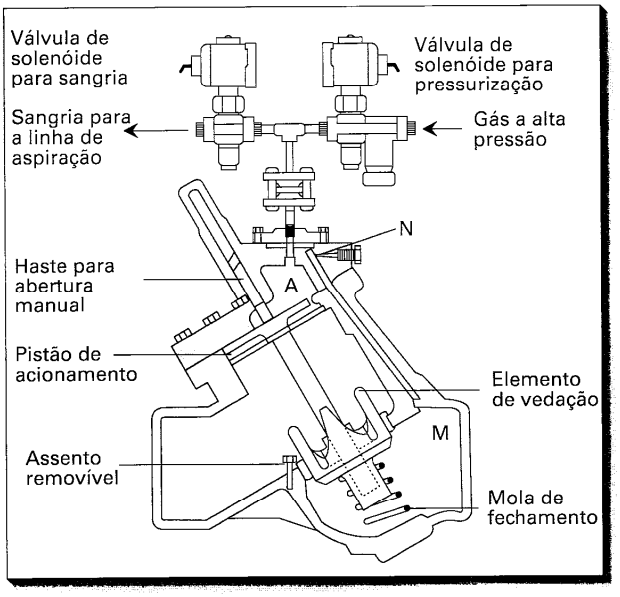


Figura 10.6 — Válvula de solenóide acionada por pressão de gás (Cortesia da Refrigeration Specialties, Divisão da Parker- Hannifin Corp).

de alívio aberta, o que permite que a câmara A seja despressurizada pela abertura da comunicação com a região de baixa pressão. A válvula é, então, fechada pela ação da mola.

10.7 — Válvulas reguladoras de pressão: de ação direta, pilotadas e de compensação externa

O projetista de instalações frigoríficas freqüentemente se depara com situações em que a pressão em um determinado equipamento ou tubulação deve ser controlada. Na Fig. 10.7 são ilustradas algumas aplicações de controle da pressão. No caso da Fig. 10.7a, a pressão no evaporador deve ser inferiormente limitada. Esse tipo de controle pode ser necessário quando se deseja impedir que a temperatura de evaporação atinja valores tão reduzidos que poderiam causar danos ao produto armazenado, ou no degelo por gás quente, como sugerido na Seção 6-16. A temperatura no evaporador também pode ser inferiormente limitada pelo procedimento sugerido na Fig. 10.7b, denominado de "desvio de gás quente", consistindo na admissão de vapor superaquecido da descarga do compressor quando a pressão no evaporador tende a assumir valores inferiores a um mínimo pré-fixado. Neste caso, a válvula controla a pressão na região a jusante. Função semelhante tem a válvula da Fig. 10.7c para impedir que a pressão na linha de aspiração do compressor se eleve a valores superiores a um máximo pré-fixado, evitando, com isso, sobrecargas no motor de acionamento.

O corte de uma pequena válvula de controle da pressão a montante, do tipo ação direta, é mostrado na Fig. 10.8a. A pressão da mola mantém a válvula fechada até que a pressão de ajuste seja atingida na região a montante, instante em que o diafragma começa a se elevar, abrindo-a. O processo de abertura continuará na medida em que a pressão a montante supere levemente a pressão de ajuste. Esta pode ser regulada variando a pressão da mola por intermédio do parafuso.

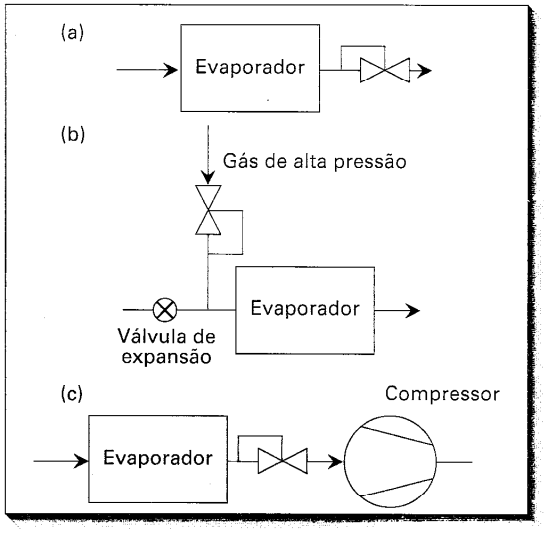


Figura 10.7 — a) Controle da pressão a montante; a pressão no evaporador deve ser superior a um valor mínimo; b) controle da pressão a jusante; a pressão no evaporador deve ser superior a um valor mínimo; c) controle da pressão a jusante; a pressão na aspiração do compressor deve ser mantida inferior a um valor máximo.

As válvulas pilotadas usadas em tubulações de maiores dimensões operam de maneira semelhante às suas congêneres de solenóide[4], em que a pressão a montante controla o escoamento do fluido piloto para a câmara do êmbolo de acionamento, como ilustrado na Fig. 10.8b.

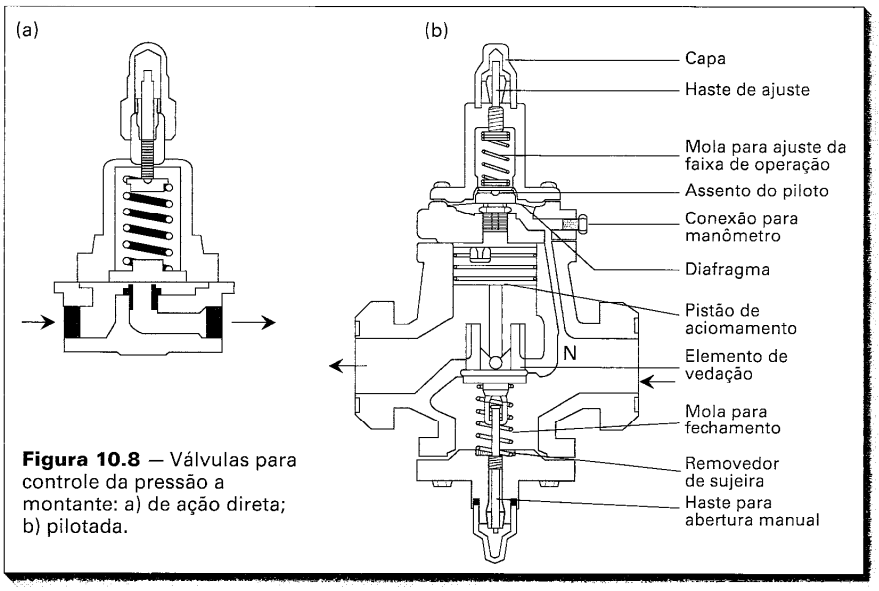


Figura 10.8 — Válvulas para controle da pressão a montante: a) de ação direta; b) pilotada.

As válvulas mostradas na Fig. 10.8 são ajustadas manualmente, embora versões com ajuste automático possam ser encontradas no mercado. O ajuste pode ser efetuado por intermédio de um sinal pneumático, por um sinal baseado na temperatura, ou por um sinal elétrico[5]. Algumas formas construtivas permitem o controle alternado de duas pressões, dependendo da válvula piloto que é energizada.

10.8 — Controles de nível

Em instalações de refrigeração industrial é comum se utilizar um ou mais reservatórios em que se procura manter constante o nível de líquido. Dentre tais reservatórios podem ser citados o tanque de "flash"/resfriador intermediário de um sistema de duplo estágio de compressão, o reservatório de baixa pressão (ou, como também denominado neste texto, separador de líquido) em sistemas com recirculação e, finalmente, o separador de líquido em evaporadores inundados. Os controles de nível podem ser efetuados de dois modos distintos, indicados na Fig. 10.9: controle a montante e a jusante da válvula. No controle a montante da Fig. 10.9a, somente líquido passa através da válvula. Este tipo de controle é utilizado na saída do condensador para assegurar uma drenagem exclusiva de líquido. Ele também é aplicado em evaporadores com degelo por gás quente, instalado na linha de saída para garantir a drenagem do liquido condensado, sem, contudo, permitir a fuga do vapor para a linha de aspiração. O controle a jusante da Fig. 10.9b opera no sentido de manter o nível no reservatório a jusante da válvula, sendo utilizado nos reservatórios mencionados acima.

Diversos dispositivos controladores de nível são adotados na refrigeração industrial[6,7,8], alguns dos quais são ilustrados na Fig. 10.10. O dispositivo da Fig. 10.10a é sobejamente conhecido, consistindo no acionamento mecânico da válvula pelo movimento da bóia, o que propicia uma modulação da vazão em função do nível do reservatório. Um dispositivo muito aplicado é o da Fig. 10.10b, em que o nível é indicado por um sensor magnético acionado pela bóia, que comanda uma válvula de solenóide na linha de alimentação do reservatório. O dispositivo da Fig. 10.10c corresponde a um transdutor capacitivo, que consiste de uma sonda de capacidade elétrica variável com o nível, mergulhada no líquido. O transdutor atua sobre um circuito elétrico, acionando uma chave liga-desliga, que, em última análise, comandará a válvula de controle de líquido. Tal circuito pode, também, ativar alarmes de nível máximo e mínimo.

Para evitar o efeito da agitação do líquido no reservatório, é preferível instalar o sensor de nível em uma câmara separada, denominada genericamente de câmara de

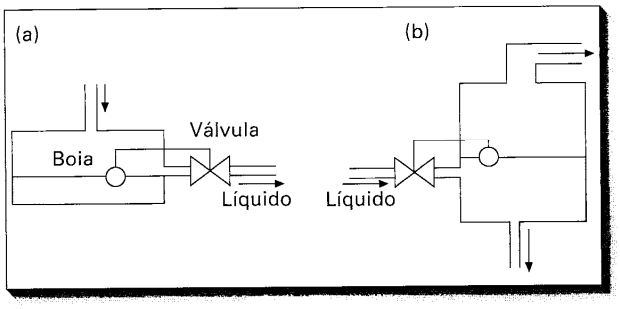


Figura 10.9 — Tipos de controle de nível:
a) a montante da válvula;
b) a jusante da válvula.

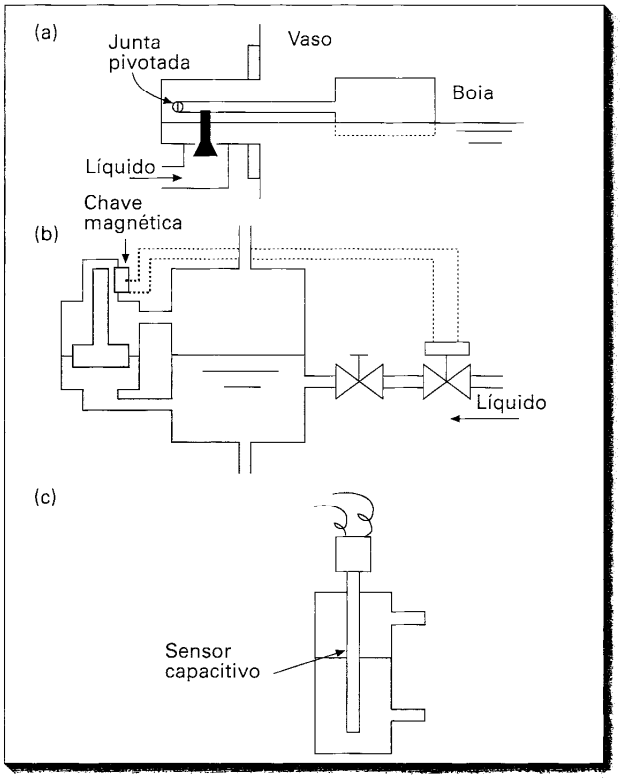


Figura 10.10 — Dispositivos de controle de nível:
a) acionamento mecânico por válvula de bóia;
b) sensor de nível magnético, comandando aberturas e fechamentos de uma válvula de solenóide;
c) sensor capacitivo.

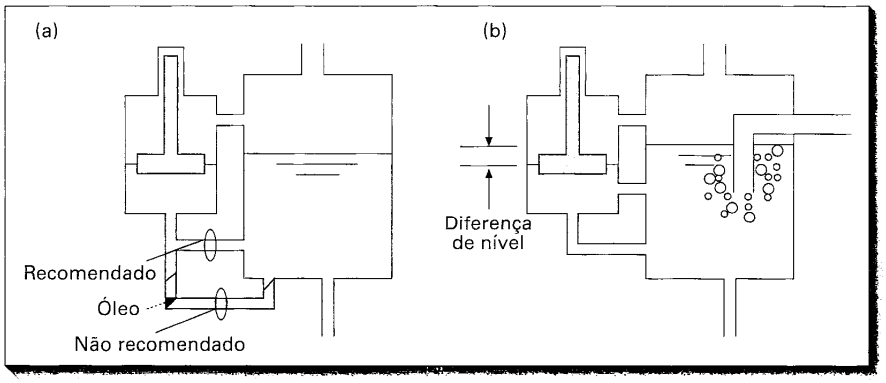


Figura 10.11 — Câmaras de bóia: a) com uma perna em comunicação com o fundo do reservatório, acumulando óleo; b) ilustrando a diferença de níveis entre a câmara de bóia e o reservatório, quando o líquido contém bolhas.

bóia. Esta
abaixo do
bóia deve
como na F
fundo do
considera
do reserv
estágio d
borbulha
densidade
da câmara
baixa tem
poderá pr
caso a co
se para es
escoamen
reservató

10.9 — V

A válvula
a controla
expansão
temperatu
mais apro
O objetivo

Na Fig
termostát
líquido pa

Figura 10
esquemát
expansão
Danfoss c

bóia. Esta deve apresentar duas conexões com o reservatório, uma acima e a outra abaixo do nível que se deseja controlar, como indicado na Fig. 10.11b. As câmaras de bóia devem ser instaladas na lateral do reservatório, evitando-se o fundo do mesmo, como na Fig. 10.11a, uma vez que o óleo poderia se acumular na linha de conexão do fundo do tanque, principalmente em sistemas de amônia. Outro aspecto que deve ser considerado é a diferença de nível que pode resultar da presença de bolhas no líquido do reservatório, como, por exemplo, no resfriador intermediário de sistemas de duplo estágio de compressão, em que o vapor do compressor do estágio de baixa pressão é borbulhado no líquido do reservatório. A diferença de nível ocorre em virtude da menor densidade da mistura no reservatório. Um último aspecto está relacionado à possibilidade da câmara de bóia localizar-se em um ambiente quente com a mistura líquido-vapor a baixa temperatura. Se a câmara não for isolada termicamente, a ebulição do líquido poderá promover uma elevação de pressão, com conseqüente abaixamento do nível, caso a conexão na região de vapor não seja adequadamente dimensionada. Recomenda-se para essa linha um diâmetro relativamente grande, a fim de promover um livre escoamento do vapor, além de isolar termicamente as linhas de comunicação com o reservatório e a própria câmara de bóia.

10.9 — Válvulas de expansão controladas por superaquecimento

A válvula de expansão mais utilizada em instalações frigoríficas é, sem dúvida alguma, a controlada pelo superaquecimento. Na prática ela é conhecida como válvula de expansão termostática, designação inadequada, uma vez que sugere a manutenção da temperatura de evaporação constante, o que não corresponde à realidade. Um nome mais apropriado seria o de termo-válvula, por razões que serão esclarecidas mais adiante. O objetivo desta seção é o de discutir as características dessa válvula.

Na Fig. 10.12 apresenta-se o diagrama esquemático de uma válvula de expansão termostática na sua configuração básica. Sua função é a de regular a vazão de refrigerante líquido para o evaporador de modo a compensar a taxa com que o mesmo se evapora .

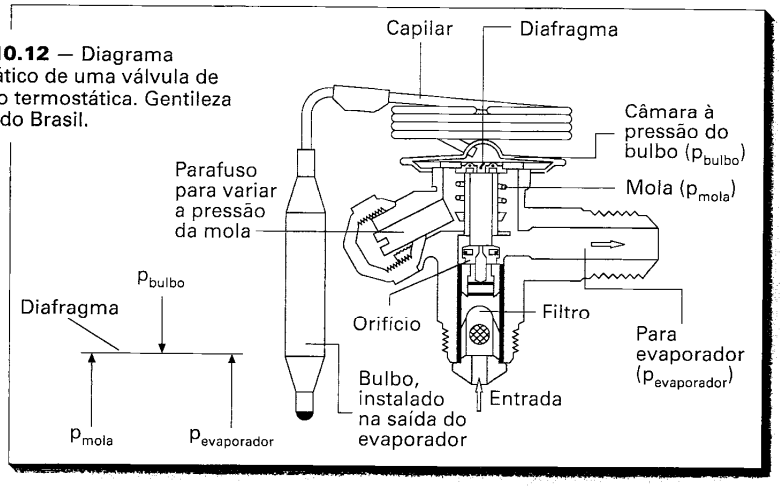
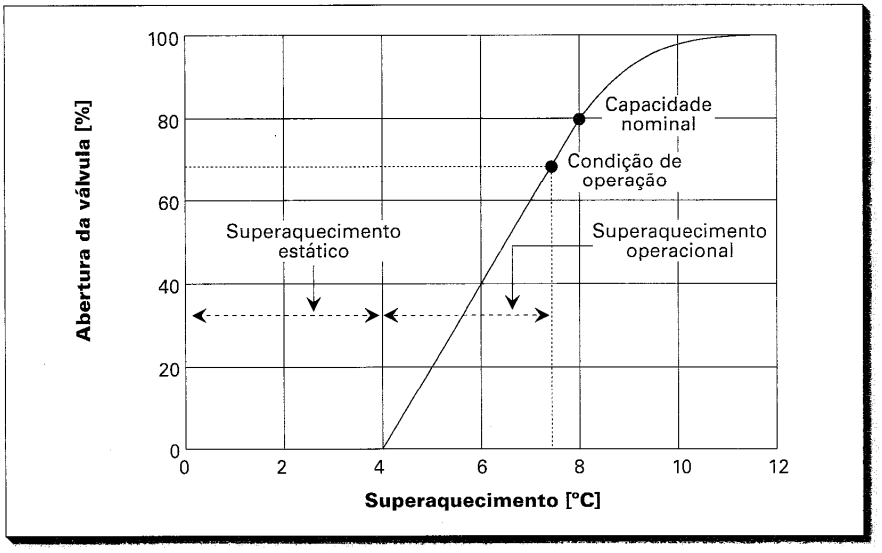


Figura 10.12 — Diagrama esquemático de uma válvula de expansão termostática. Gentileza Danfoss do Brasil.

Tal função é realizada através do controle do superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador. A haste da válvula é deslocada como resultado de diferenças de pressão em ambos os lados do diafragma. Na superfície inferior do mesmo atua a pressão reinante no evaporador, ao passo que na superior, a pressão é a do denominado fluido de acionamento, que constitui a carga do bulbo. Esta é composta de uma mistura líquido/vapor do refrigerante da instalação. A força da mola atua sobre o diafragma no sentido de fechar a válvula, de modo que, para abri-la, a pressão devida à carga deve ser tal que se eqüivalha às forças combinadas resultantes da ação da mola e da pressão no evaporador. A válvula só permanecerá aberta se a pressão na câmara acima do diafragma for superior à pressão de evaporação, o que eqüivale a uma temperatura do refrigerante no bulbo superior à de saturação no evaporador. Em virtude do equilíbrio térmico entre o refrigerante do bulbo e aquele na saída do evaporador, conclui-se que este deve ser superaquecido, justificando o nome dado à válvula no título desta seção.

O controle da válvula de expansão termostática é do tipo proporcional, no sentido em que o deslocamento da haste é proporcional à diferença entre o valor do parâmetro de controle (a temperatura do fluido na saída do evaporador) e o valor de ajuste da válvula. Assim, a posição da haste da válvula guarda uma relação com o superaquecimento, como ilustrado na Fig. 10.13, onde se apresenta a denominada "curva característica" da válvula. Em princípio, a válvula poderia ser ajustada para um superaquecimento nulo no início de abertura, de modo que, quando totalmente aberta, o superaquecimento fosse da ordem de 3° C, por exemplo. Essa atitude de controle, entretanto, não propiciaria proteção contra admissões excessivas de refrigerante líquido, o qual poderia passar à linha de aspiração do compressor antes que a válvula pudesse responder, reduzindo a vazão. Como prevenção, adota-se uma pré-compressão da mola,

Figura 10.13 — Curva característica da válvula.



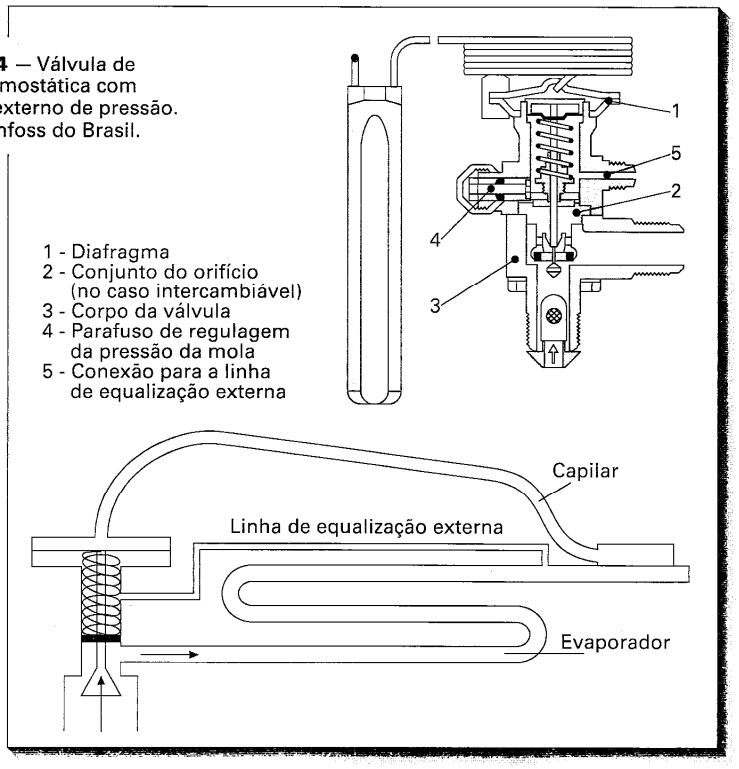


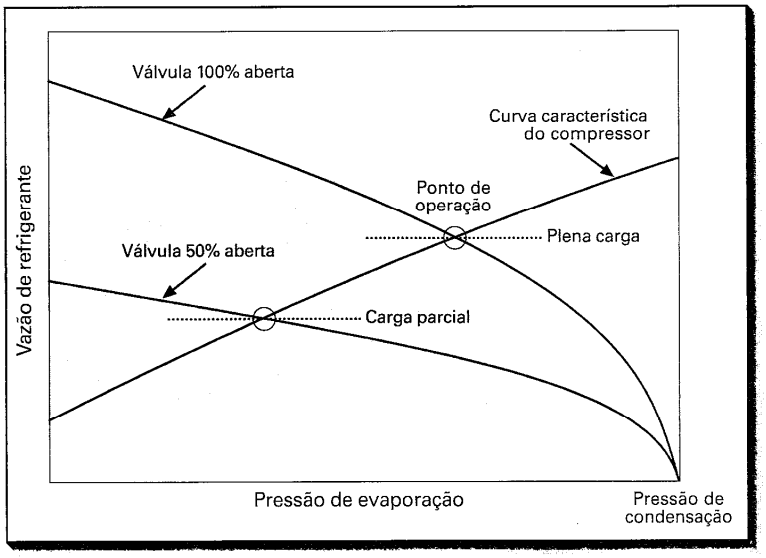
Figura 10.14 — Válvula de expansão termostática com equalizador externo de pressão. Genitleza Danfoss do Brasil.

de modo a impor um superaquecimento razoável, mesmo com a válvula a ponto de fechar-se. A curva característica da Fig. 10.13 reflete essa condição, indicando um superaquecimento de 4°C quando a válvula se encontra praticamente fechada. Esse superaquecimento é denominado por alguns fabricantes de "superaquecimento estático".

Nos evaporadores ocorrem quedas de pressão do refrigerante que variam com o caso, podendo atingir valores entre 15 e 40 kPa, dependendo da carga de refrigeração. Nessas condições, se o objetivo da válvula é controlar o superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador, a pressão lá reinante é a que deveria atuar na superfície inferior do diafragma, ao invés da pressão na entrada do evaporador, como na Fig. 10.12, sob pena de introduzir uma distorção no desempenho. Esse problema pode ser contornado através de um equalizador externo de pressão, como indicado na Fig. 10.14, consistindo de um tubo de pequeno diâmetro (capilar) ligando a região de saída do evaporador a uma câmara isolada, logo abaixo do diafragma.

Na introdução comentou-se o fato do nome "válvula de expansão termostática" não ser adequado, em virtude de suas características operacionais. Com efeito, o nome "termostática" indicaria que a válvula tenderia a controlar a temperatura e, portanto, a pressão de evaporação, o que efetivamente não ocorre. Na realidade, se for considerada

Figura 10.15 — Variações da pressão e da temperatura com a carga térmica em uma instalação com válvula de expansão termostática.



uma instalação dotada de um compressor de taxa de deslocamento constante, não é difícil demonstrar que a pressão ou a temperatura de evaporação devem oscilar quando o controle da vazão é realizado por uma válvula de expansão termostática. As curvas da Fig. 10.15 são úteis na interpretação da operação sob distintas cargas. A curva superior representa a variação da vazão de refrigerante com a pressão de evaporação para a válvula totalmente aberta. A curva inferior corresponde a 50% de abertura da válvula. Em ambos os casos, a pressão de condensação é mantida constante, o mesmo ocorrendo com a curva da vazão deslocada pelo compressor, que foi superposta às outras duas. Os pontos de operação para as condições de carga parcial (50% abertura) e de plena carga (100% abertura) são indicados na figura, correspondendo à intersecção das curvas da válvula com a do compressor. A conclusão é que a pressão de evaporação se eleva com a carga, justificando a afirmação feita anteriormente a respeito das oscilações de pressão.

A análise precedente, envolvendo as características da válvula de expansão termostática, permite o estabelecimento das condições para sua aplicação em sistemas de refrigeração industrial. A conveniência de sua aplicação em sistemas de condicionamento de ar ou de refrigeração comercial é inquestionável. Entretanto, em sistemas de baixa temperatura de evaporação, a válvula de expansão termostática se caracteriza por apresentar alguns aspectos negativos, que serão discutidos a seguir. O primeiro deles está associado a sistemas cuja temperatura de evaporação é reduzida com certa freqüência. Para efeito de ilustração, considere-se a Fig. 10.16 relativa a uma válvula de expansão termostática, operando em um sistema de R-22. Na Fig. 10.16a, a carga do bulbo é constituída do próprio R-22. A válvula foi ajustada para um superaquecimento de 5°C à temperatura de evaporação de 5°C, o que corresponde a uma diferença de

pressão através do diafragma de 100 kPa*. Para propiciar a mesma abertura da válvula quando a temperatura de evaporação é de −30° C, o superaquecimento necessário para a mesma diferença de pressões (que corresponde ao efeito da mola) deverá ser de 12° C, como ilustrado na figura. Esse superaquecimento excessivo na saída do evaporador

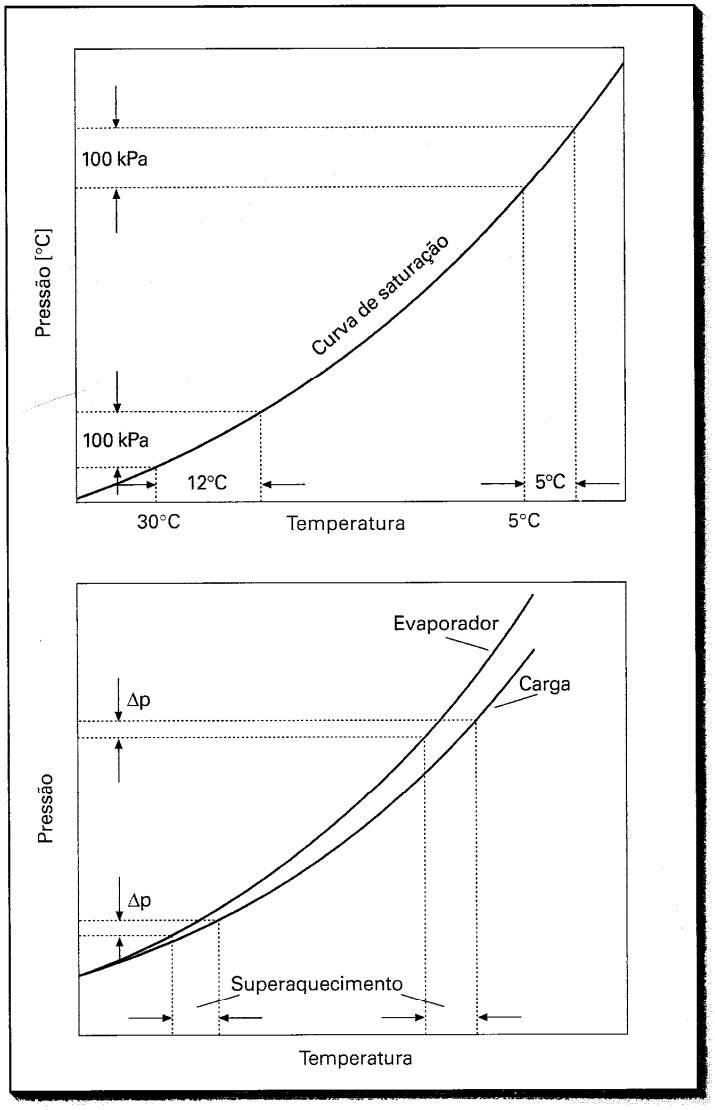


Figura 10.16 a) Carga no bulbo constituída do mesmo refrigerante da instalação, resultando elevados superaquecimentos a baixas temperaturas de evaporação; b) válvula com carga cruzada.

** A pressão de saturação correspondente a 5° C é igual a 583,78 kPa, ao passo que a pressão no bulbo, correspondendo a uma temperatura de 5 + 5 = 10° C, deve ser igual a: 680,70 kPa. A diferença entre as duas, que corresponde à pressão resultante da mola, é de aproximadamente 100 kPa, como sugerido no texto.*

penaliza o seu desempenho e deve ser evitado. Felizmente, esse problema pode ser contornado de uma maneira relativamente simples. A solução consiste em selecionar uma válvula cuja carga do bulbo seja do tipo denominado de "cruzada", composta de uma mistura cuja curva de saturação (pressão vs. temperatura) é adequadamente deslocada em relação àquela do refrigerante do sistema, como ilustrado na Fig. 10.16b. Consegue-se, assim, uma relação aproximadamente constante entre Δp e o superaquecimento em uma faixa de temperaturas de evaporação relativamente larga, como se observa na Fig. 10.16b.

Outro aspecto negativo da válvula de expansão termostática em sistemas de baixa temperatura de evaporação está intimamente relacionado ao superaquecimento na saída do evaporador. Este se torna cada vez mais crítico a baixas temperaturas de evaporação, uma vez que penaliza a capacidade e o coeficiente de eficácia do ciclo. Uma das razões que justificam a adoção de um sistema com recirculação de líquido é a significativa melhora que tais sistemas proporcionam à capacidade do evaporador, como se pode concluir da observação das Figs. 7.5 e 7.6. À medida que se reduz a temperatura de evaporação, cada grau de diferença de temperatura afeta mais significativamente a capacidade de refrigeração e a potência de compressão, razão pela qual, a baixas temperaturas, a diferença entre as temperaturas do ar (ou do líquido) sendo resfriado e de evaporação é mantida suficientemente pequena, em relação a sistemas de temperatura mais elevada. Assim, um superaquecimento de 4 a 7°C, como o exigido pela válvula da Fig. 10.13, pode ser muito elevado em sistemas de baixa temperatura, comprometendo a escolha de tal tipo de válvula.

Em sistemas de amônia, outros problemas podem complicar a operação da válvula de expansão termostática[9]. A baixa vazão de refrigerante, relativa aos sistemas que operam com refrigerantes halogenados pode dificultar a regulagem da válvula de expansão termostática. Outro problema diz respeito à tubulação de aço utilizada em sistemas de amônia. Como a condutividade térmica do aço é relativamente baixa (muito menor que a do cobre utilizado na tubulação de refrigerantes halogenados), a válvula apresentaria dificuldades para propiciar resposta adequada a variações de temperatura do refrigerante, uma vez que o bulbo sensor é fixado na superfície exterior do tubo.

10.10 — Considerações finais

As válvulas e controles constituem uma pequena parcela do custo total da instalação, mas são imprescindíveis à sua operação. A instalação de válvulas de bloqueio deve ser objeto de uma análise cuidadosa, uma vez que uma opção adequada a respeito da sua conveniência e localização pode trazer vantagens consideráveis no isolamento de um componente para manutenção. Por outro lado, uma válvula supérflua aumenta a perda de carga na linha, com a conseqüente elevação do custo operacional, ao qual deve ser acrescido o custo da própria válvula. Além de uma instalação adequada, as válvulas de solenóide, as reguladoras de pressão e as de controle de nível devem ser submetidas a um procedimento de manutenção periódico a fim de garantir uma operação prolongada, isenta de problemas.

REFERÊNCIAS

1. "Engineering
2. Stamm
Piping
3. "Solenoid
4. "Solenoid
ing Spec
5. "Pressure
Mundelein
6. "Liquid
7. "Refrigera
8. "Capacity
9. Johnson
Refrigera
shop".

REFERÊNCIAS

1. "Engineering Data Book 1979," The Hydraulic Institute, Cleveland, OH.
2. Stamm, R. H., 1984, "Troubleshooting Industrial Refrigeration Systems," Heating, Piping, and Air Conditioning, pp 93-95, março, 1984.
3. "Solenoid Valves, Bulletin 30-10," Sporlan Valve Company, 1984.
4. "Solenoid Valves and Pressure Regulators, Bulletins 30-05 and 23-04B," Refrigerating Specialties Division of Parker Hannifin Corp., Broadview, IL.
5. "Pressure Regulators Compensating Controls, Catalog 90," Hubbell Corporation, Mundelein, IL.
6. "Liquid Valves," H.A. Phillips & Co., St Charles, IL.
7. "Refrigerant Float Switches," Hansen Technologies, Burr Ridge, IL.
8. "Capacitive Level Control," Grasso Inc., Evansville, IN.
9. Johnson, R. J., 1981, "Thermostatic Expansion Valve Liquid Feed with Ammonia Refrigerant," Apresentado no "American Meat Institute Energy Cost Control Workshop", outubro, 1981.

CAPÍTULO 11 RESERVATÓRIOS

11.1 — Reservatórios em instalações frigoríficas industriais

As funções básicas dos reservatórios* em sistema frigoríficos industriais são as de armazenamento e de separação do refrigerante líquido. O armazenamento de líquido tem por objetivo compensar variações na produção e demanda de refrigerante líquido em condensadores e evaporadores. A separação, por outro lado, é fundamental para evitar a migração de líquido para o compressor. Na Fig. 11.1 são ilustrados os reservatórios mais comuns em instalações industriais e suas funções. O tanque de líquido da Fig. 11.1a foi apresentado na Seção 8.14, tendo como único objetivo armazenar o líquido proveniente do condensador. O tanque de "flash"/resfriador intermediário da Fig. 11.1b tem por objetivo borbulhar vapor superaquecido com refrigerante líquido, além de funcionar como separador de líquido. No caso da Fig. 11.1c, o reservatório é denominado de baixa pressão, sendo sua função separar o líquido. Ele também opera como reservatório de líquido, compensando as necessidades de refrigerante líquido resultantes de variações de carga. O reservatório da Fig. 11.1d, denominado genericamente de "separador de líquido", tem as mesmas funções daquele da Fig. 11.1c em evaporadores inundados. O acumulador da linha de aspiração da Fig. 11.1e protege o compressor quanto à incidência de líquido.

11.2 — Reservatórios de líquido - considerações gerais

Todos os reservatórios mostrados na Fig. 11.1 tem por objetivo armazenar líquido, com exceção do tanque de "flash"/resfriador intermediário da Fig. 11.1b. Normalmente, o nível de líquido no interior desses reservatórios deve ser limitado superior e inferiormente, como ilustrado na Fig. 11.2. O limite inferior é estabelecido para garantir que somente líquido deixe o reservatório. Por outro lado, para evitar a possibilidade de que líquido seja extraído junto com o vapor, impõe-se o limite superior.

** Neste texto, o termo "reservatório" tem sido usado indistintamente com "tanque". Este, para seguir o jargão prático, tem sido usado associado ao reservatório de líquido de alta pressão. O termo "vaso" também é usado.*

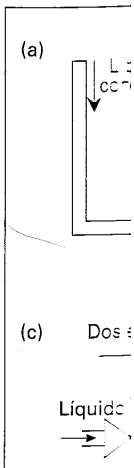


Figura 11.1 em instalaç
a) tanque d
b) tanque d
em sistema
compressã
em sistema
d) separad
inundado:
aspiração.

O reser
para acomo
separador d
acréscimo
térmica.

O tanq
reservatório
elevação sig
pressor do
estágio de
pode se ele
consequent
condições d

O proje
volume de
capacidade
referido vo

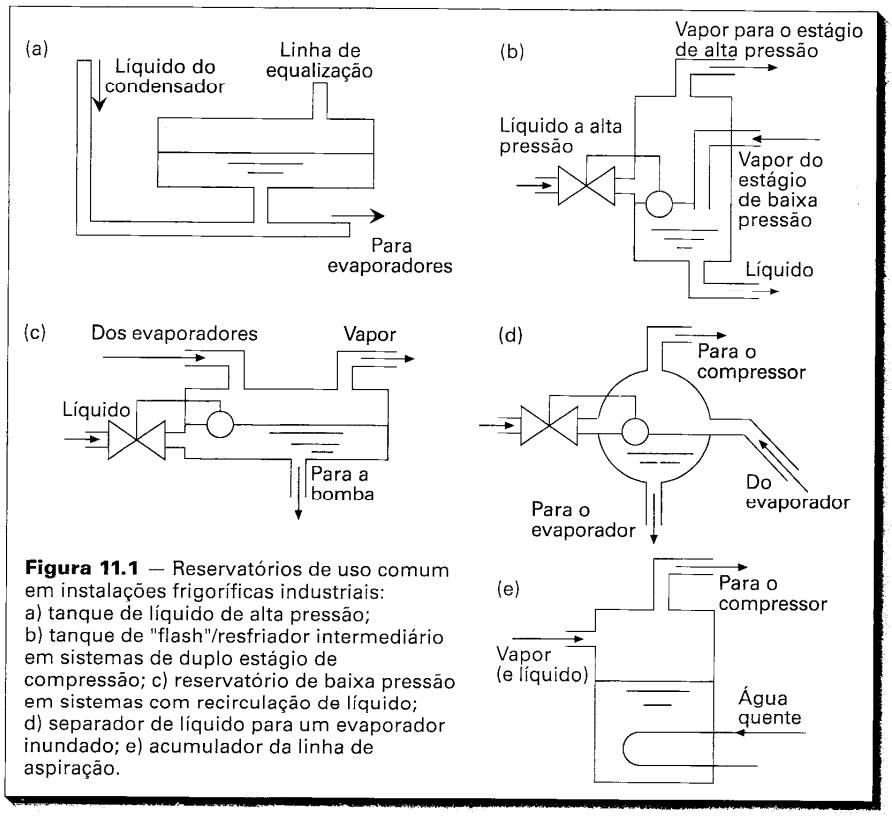


Figura 11.1 — Reservatórios de uso comum em instalações frigoríficas industriais: a) tanque de líquido de alta pressão; b) tanque de "flash"/resfriador intermediário em sistemas de duplo estágio de compressão; c) reservatório de baixa pressão em sistemas com recirculação de líquido; d) separador de líquido para um evaporador inundado; e) acumulador da linha de aspiração.

O reservatório de baixa pressão da Fig. 11.1c deve ter capacidade de armazenamento para acomodar o líquido presente nos evaporadores quando do início do degelo. Já o separador de líquido da Fig. 11.1d deve apresentar a capacidade de armazenar um súbito acréscimo na vazão de líquido resultante de uma elevação correspondente da carga térmica.

O tanque de "flash"/resfriador intermediário da Fig. 11.1b foge à regra dos reservatórios, no sentido em que sua operação não é afetada pelo nível de líquido. Uma elevação significativa do nível pode ocorrer quando, por exemplo, a capacidade do compressor do estágio de alta pressão é reduzida, em relação àquela do compressor do estágio de baixa pressão. Nessas condições, o nível de líquido no tanque de "flash" pode se elevar temporariamente, até que a elevação da pressão intermediária e, consequentemente, da temperatura de saturação associada, estabeleçam as novas condições de operação, com a vazão de refrigerante alterada.

O projeto de um reservatório horizontal passa necessariamente pelo cálculo do volume de vapor do setor cilíndrico ABC, como mostrado na Fig. 11.3, através do qual a capacidade de armazenamento de líquido pode ser determinada. A fórmula para o referido volume é a seguinte:

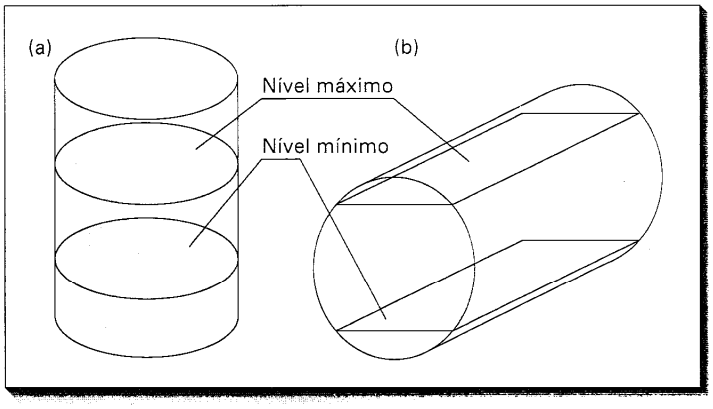


Figura 11.2 Volume para armazenamento: a) reservatório vertical; b) reservatório horizontal.

$$(\text{volume de vapor}) = \frac{r^2}{2}(\theta - \text{sen}\theta)L \qquad (11\text{-}1)$$

onde o ângulo θ deve ser dado em radianos.

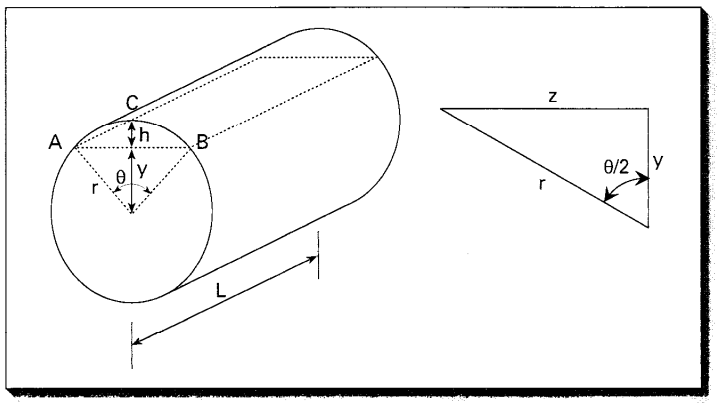


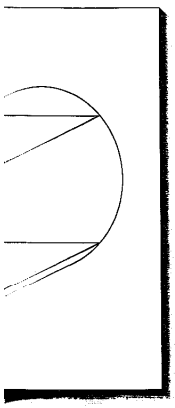
Figura 11.3 Procedimento para avaliação do volume do setor cilíndrico ABC.

Exemplo 11-1

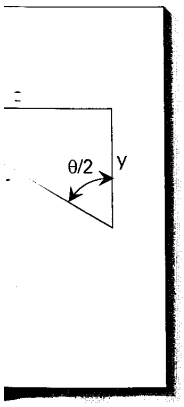
A seção transversal de um reservatório cilíndrico horizontal tem um diâmetro de 1,2 m. Se o comprimento do reservatório é de 3,5 m, para a altura de líquido correspondente a 2/3 do diâmetro,

a) qual deve ser o volume de vapor?

b) qual deve ser a área superficial do líquido?



(11-1)



...zontal tem um
... de 3,5 m, para a

Solução

Como a altura de líquido é 2/3 do diâmetro:

$$h = \frac{2}{3}(2r) = 0,4 \text{ m}$$

Logo,

$y = 0,6 - 0,4 = 0,2$ m

Em relação ao triângulo da Fig. 11.3b,

$$z = \sqrt{r^2 - y^2} = \sqrt{0,6^2 - 0,2^2} = 0,566 \text{ m}$$

Assim, $\text{sen}(\theta/2) = \dfrac{0,566}{0,6} = 0,943$

Logo, $\theta = 141,1° = \dfrac{70,6}{57,3} = 2,462$ radianos

a) O volume de vapor será igual a:

$$\frac{0,6^2}{2} \times (2,462 - 0,623) \times (3,5) = 1,159 \text{ m}^3$$

Como o volume total é igual a:

$\pi r^2 L = 3,14 \times 0,62 \times 3,5 = 3,956 \text{ m}^3$,

o volume do líquido resulta:

$3,956 - 1,159 = 2,797 \text{ m}^3$

b) A área superficial do líquido é importante no projeto de reservatórios separadores de líquido, razão pela qual foi tratada neste exempio. Assim,

(Área superficial) $= 2zL = 2 \times (0,566) \times (3,5) = 3,96 \text{ m}^2$

A estimativa do volume dos reservatórios de alta e de baixa pressão pode ser feita considerando que os mesmos devem ser capazes de receber todo o líquido presente em condensadores, evaporadores ou nas linhas. A previsão de armazenamento desse líquido deve ser feita levando em consideração a possibilidade de uma mudança nas condições operacionais do sistema, como por exemplo, a parada de um dos equipamentos, ocasião em que todo o refrigerante líquido que neles permanece deve ser removido e armazenado. Uma avaliação precisa da quantidade de líquido no sistema é difícil, mas os projetistas seguem algumas regras práticas, úteis no projeto dos reservatórios. São elas:

- Evaporadores com recirculação de líquido:
  alimentação por baixo: líquido ocupa 80% do volume interno.
  alimentação por cima: líquido ocupa 30% do volume interno.

- Condensadores:
admite-se que o título varie linearmente com a distância, de modo que o condensador deve conter 50% da capacidade total de líquido na base massa. Como o título da mistura varia linearmente com a distância, o título médio no condensador é igual a 0,5, de modo que:

$$m_l = m_v \rightarrow \rho_l V_l = \rho_v V_v,$$

onde V_l e V_v são os volumes de líquido e de vapor respectivamente, e ρ_e e ρ_v suas densidades. Como $V_l + V_v$ é o volume interno, V, resulta:

$$V_l = V\left[\frac{\rho_v}{\rho_l + \rho_v}\right]$$

- Linhas de mistura bifásica no retorno do evaporador em sistemas com recirculação de líquido:

$$\text{(volume de líquido)} = \text{(volume de tubo)} \times \left[\frac{(n-1)\rho_v}{(n-1)\rho_v + \rho_l}\right]$$

onde n é a razão entre a taxa de alimentação de líquido na entrada do evaporador e a taxa de evaporação, ou taxa de recirculação, como definida no Capítulo 7.

11.3 — Separadores de líquido - considerações gerais

A gravidade exerce um papel fundamental no mecanismo de separação de líquido. Os separadores de líquido podem ser divididos em dois tipos, de acordo com a direção de escoamento do vapor, horizontal e vertical, como ilustrado na Fig. 11.4a e b, com princípios de projeto bastante diferenciados, como se verá a seguir.

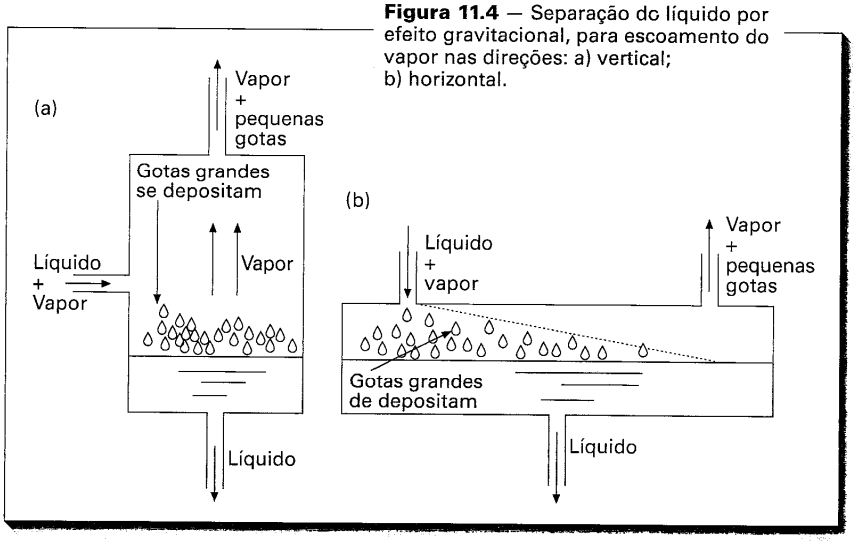


Figura 11.4 — Separação do líquido por efeito gravitacional, para escoamento do vapor nas direções: a) vertical; b) horizontal.

Quando o vapor escoa no sentido vertical ascendente, como na Fig. 11.4a, sua velocidade deve ser suficientemente baixa para permitir a deposição, por gravidade, da maioria das gotas de líquido presente, ocorrendo o arrasto somente daquelas de menor diâmetro. Neste contexto, é interessante observar que um incremento da velocidade implica numa elevação do diâmetro da maior gota arrastada. Pode se concluir que, para a faixa de velocidades de interesse prático, uma perfeita separação é impossível. Entretanto, se as gotas carregadas pelo vapor forem suficientemente pequenas, a massa total de líquido arrastado será limitada. Além disso, em virtude do pequeno tamanho das gotas, sua evaporação ocorrerá mais facilmente. O problema, então, fica reduzido a determinar qual deve ser a velocidade de vapor máxima permissível à qual, naturalmente, deve estar associado um diâmetro de gota máximo. A resposta não pode ser encontrada com base em argumentos estritamente analíticos, uma vez que o projetista não dispõe de um espectro de diâmetros de gota. Além disso, é muito difícil adiantar qual o maior diâmetro de gota para arraste pelo vapor. Evidentemente, a experiência prática fornecerá alguma luz a respeito das velocidades de separação. Entretanto, a análise não poderá ser dispensada quando efeitos como o da temperatura e do refrigerante forem necessários. Nesse sentido, a análise a seguir é muito importante.

A velocidade que uma gota assume ao deslocar-se em queda livre, em um meio gasoso infinito, em repouso, é denominada de velocidade terminal. Se a velocidade ascendente do vapor em um separador de líquido for igual à velocidade terminal, as gotas de diâmetro crítico permanecerão em repouso, ao passo que as de diâmetro inferior serão arrastadas. As de diâmetro superior se destacarão, depositando-se no fundo do reservatório. Para determinar a velocidade terminal de uma gota de líquido deslocando-se em um meio gasoso de características conhecidas, a condição de equilíbrio entre as forças de gravidade e de arrasto deve ser imposta, de modo que, se

$$F_{grav} = (\text{volume})(\rho_l - \rho_v)g = \frac{\pi d^3}{6}(\rho_l - \rho_v)g \tag{11-2}$$

$$F_{arr} = C_D(\text{área frontal da gota})\left(\rho_v \frac{V^2}{2}\right) = C_D \frac{\pi d^2}{4}\rho_v \frac{V^2}{2} \tag{11-3}$$

onde F_{grav} = força de empuxo (efeito gravitacional), em N
ρ_L = densidade do líquido da gota, kg/m^3
ρ_v = densidade do meio gasoso, vapor, kg/m^3
d = diâmetro da gota, m
g = aceleração da gravidade = 9,81 m/s^2
F_{arr} = força de arrasto sobre a gota, N
C_D = coeficiente de arrasto, adimensional
V = velocidade da gota relativa à do vapor, m/s

da igualdade das Eqs. (11.2) e (11.3), resulta a velocidade terminal da gota, designada por V_t,

$$V_t = \sqrt{\frac{4gd(\rho_l - \rho_v)}{3\rho_v C_D}} \tag{11-4}$$

O coeficiente de arrasto, C_D, é função do número de Reynolds do escoamento ao redor da gota, avaliado como

$$Re = \frac{\rho_v V_t d}{\mu_v}$$

No caso de gotas esféricas, um modelo que correlaciona resultados experimentais com razoável precisão é o seguinte[1]:

$$C_D = \frac{24}{Re} + \frac{6}{1+\sqrt{Re}} + 0,4$$

válido para $0 < Re \leq 2 \times 10^5$

A denominada "velocidade de separação" está, assim, associada à máxima velocidade do vapor para a qual uma gota de determinado diâmetro permanece em repouso. Nessas condições, a velocidade terminal da gota corresponderia, em valor absoluto, à do vapor e, portanto, à velocidade de separação. Velocidades de vapor superiores promovem o arrasto de gotas de diâmetro inferior ao que determina a velocidade de separação. Velocidades de separação para distintos refrigerantes podem ser obtidas no gráfico da Fig. 11.5, levantado a partir da Eq. (11-4) para os seguintes diâmetros de gota (críticos): 0,4 mm para a amônia e 0,25 mm para os refrigerantes halogenados. Tais diâmetros foram obtidos a partir de velocidades de separação recomendadas pelo ASHRAE Handbook[2], reproduzidas na Tabela 11.1 para alguns refrigerantes halogenados e a amônia. De acordo com a Fig. 11.5, a velocidade de separação diminui com a temperatura de saturação, efeito resultante da elevação da densidade do vapor, como pode ser comprovado pela Eq. (11-4). Miller[3] recomendou as velocidades da Fig. 11.5 para uma distância percorrida pela gota, denominada de distância de separação, de 0,610 m. Para distâncias menores, as velocidades recomendadas são significativamente inferiores àquelas da figura, ao passo que as velocidades são levemente alteradas para distâncias de separação superiores, como pode ser comprovado na Tabela 11.1.

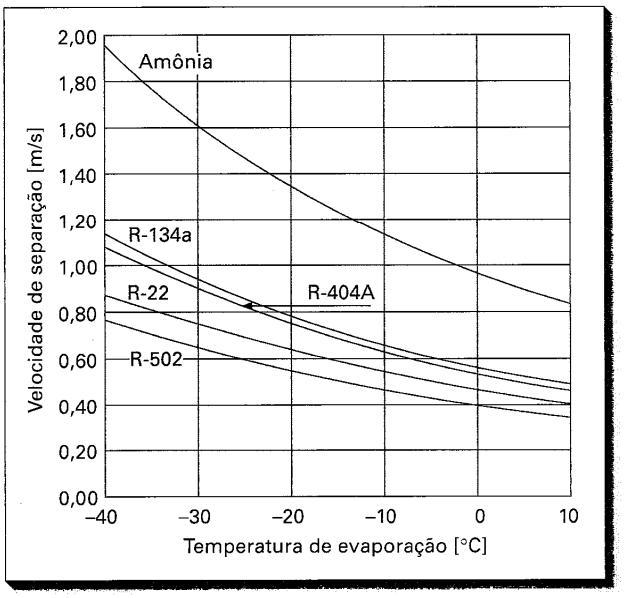


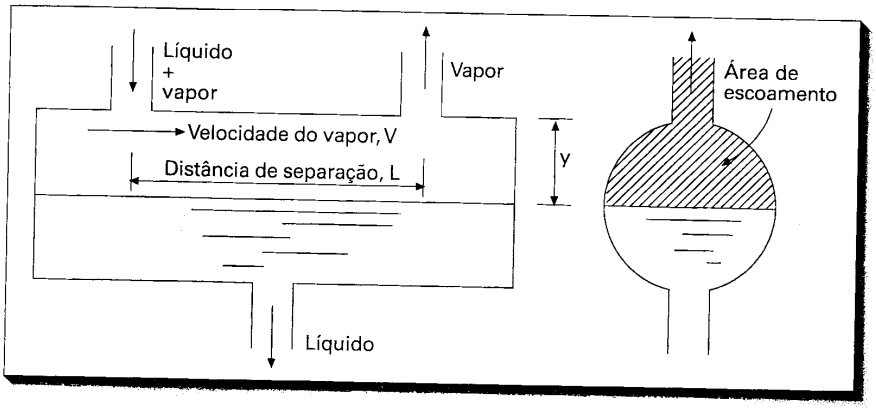
Figura 11.5 — Velocidades de separação para vapor em escoamento ascendente, válidas para distintos refrigerantes. Tamanho de gota: 0,25mm para os refrigerantes halogenados; 0,4mm para a amônia.

Tabela 11.1 — Velocidades de separação sob condições de regime permanente[2].

T [°C]	Dist. Vertical Separação [mm]	Velocidade [m/s]			
+10	250	0,15	0,07	0,08	0,06
	610	0,64	0,31	0,36	0,25
	910	0,71	0,39	0,43	0,32
– 7	250	0,21	0,10	0,11	0,08
	610	0,87	0,44	0,49	0,35
	910	0,99	0,52	0,58	0,42
–23	250	0,31	0,14	0,16	0,11
	610	1,29	0,61	0,69	0,49
	910	1,43	0,72	0,81	0,59
–40	250	0,48	0,21	0,24	0,17
	610	1,99	0,88	1,01	0,71
	910	2,17	1,04	1,17	0,84
–57	250	0,80	0,33	0,37	0,25
	610	3,30	1,36	1,54	1,08
	910	3,54	1,57	1,78	1,25

No caso de reservatórios com escoamento horizontal do vapor, os critérios de projeto devem ser alterados. Como se mostra nas Figs. 11.4b e 11.6, o vapor, que se desloca horizontalmente, arrasta as gotas de líquido no mesmo sentido. Como elas estão sujeitas à força da gravidade, o seu movimento resulta de uma composição dos dois efeitos. Se, ao longo de sua trajetória, as gotas atingem a superfície do líquido, elas são capturadas. Se o tempo de deposição (resultante do movimento vertical) for superior ao de deslocamento horizontal, ocorrerá a separação, caso contrário, a gota será capturada pelo líquido. Essa linha de raciocínio leva ao denominado projeto pelo tempo mínimo de residência, de acordo com o qual o reservatório deve ser projetado de tal modo que

Figura 11.6 — Separação em um reservatório horizontal com escoamento horizontal de vapor.



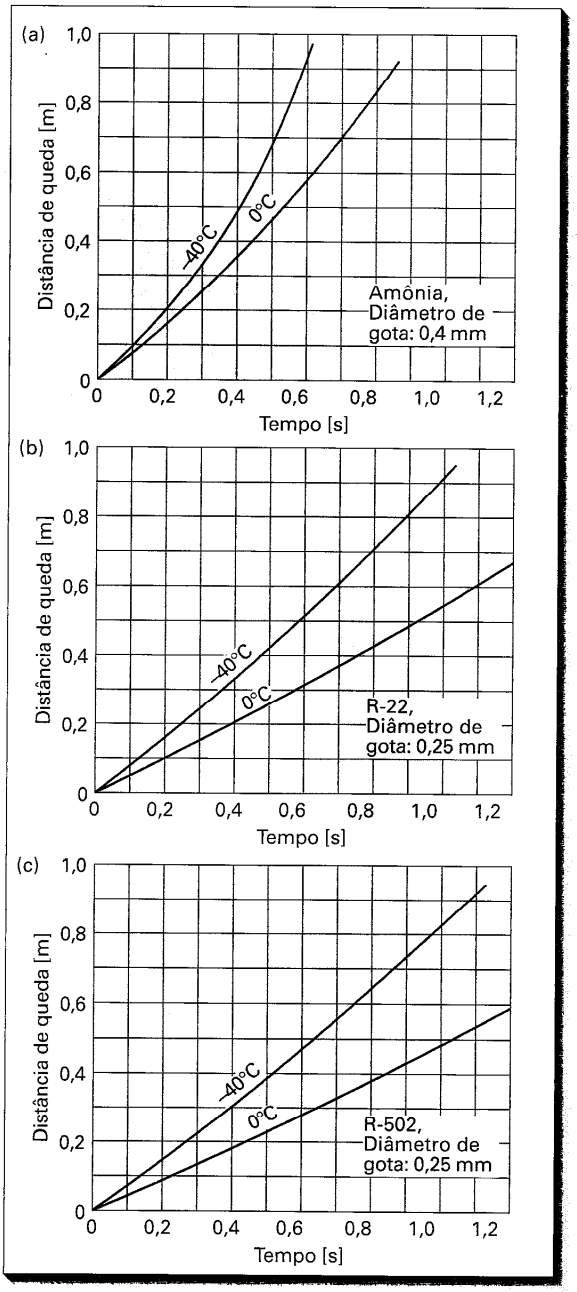
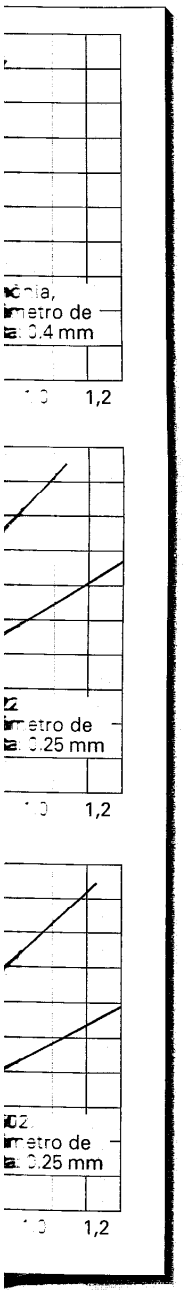


Figura 11.7 — Distâncias verticais percorridas por gotas: a) gotas de amônia de 0,4 mm de diâmetro, b) gotas de R22 de 0,25 mm de diâmetro, e c) gotas de R502 de 0,25 mm de diâmetro.



as gotas de diâmetro superior ao crítico cubram a distância vertical y da Fig. 11.6, antes que o vapor, à velocidade V, se desloque de uma distância horizontal L.

A distância vertical de deslocamento das gotas pode ser obtida a partir de considerações analíticas envolvendo o cálculo da aceleração a partir das forças gravitacional e de arrasto. Os resultados são ilustrados através dos gráficos da Fig. 11.7. O tempo de residência resultante da aplicação do procedimento aqui indicado é comparável àquele sugerido por Richards[4], de 0,7s a -1°C e 0,5s a -18°C.

Em suma, reservatórios com funções de armazenamento e separação de líquido devem ser dimensionados pelo critério que exigir o maior volume. Para a maioria das aplicações, o reservatório que proporciona um volume adequado de armazenamento, certamente apresentará tamanho adequado para satisfazer quaisquer dos critérios de dimensionamento de separadores de líquido discutidos nos parágrafos precedentes.

11.4 — Reservatórios de alta pressão

Em pequenas instalações, o reservatório de alta pressão é dimensionado para conter a carga de refrigerante total do sistema. Durante a operação de recolhimento do refrigerante, a válvula de bloqueio na linha de líquido, mostrada na Fig. 11.8, permanece fechada enquanto o compressor continua em operação. Nessas condições, o refrigerante que permanece no restante da linha de líquido, nos evaporadores e nas linhas de aspiração, é progressivamente comprimido, condensado e armazenado no tanque de líquido. Uma vez concluído o recolhimento do refrigerante, a válvula de bloqueio, não mostrada na Fig. 11.8, entre o(s) condensador(es) e o reservatório é fechada, confinando a carga de refrigerante do sistema no tanque de líquido, entre os níveis superior e inferior, como é ilustrado na Fig. 11.8. Como regra geral, um espaço de vapor deve ser deixado acima do nível superior do líquido, bem como uma reserva de líquido deve ser prevista, mesmo quando o sistema opera com carga adequada de refrigerante.

Nas grandes instalações, o tanque de líquido não é projetado para conter a carga de refrigerante do sistema. Neste caso, os reservatórios de alta pressão são projetados com base em alguns preceitos, dos quais os dois mais importantes são:

- o volume armazenado deve ser suficiente para servir o evaporador ou conjunto de evaporadores instalados no maior recinto refrigerado da instalação.

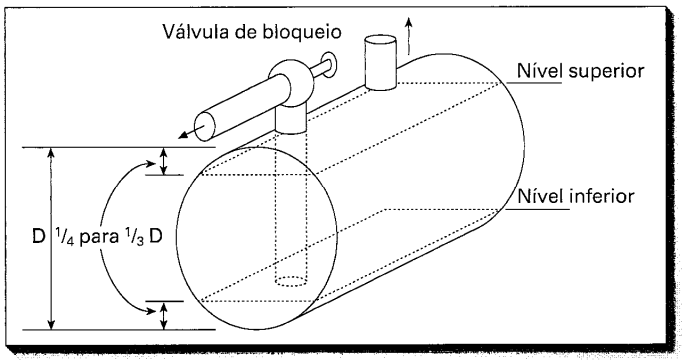


Figura 11.8 — Volume de armazenamento de líquido em um reservatório de alta pressão.

- o volume armazenado deve ser suficiente para conter o líquido correspondente à maior vazão de refrigerante durante um certo período de tempo, 30 minutos, por exemplo.

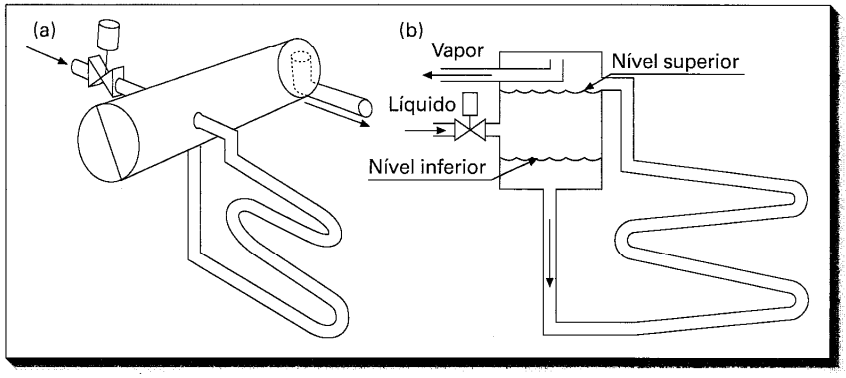
O primeiro critério está relacionado à necessidade de recolher o gás durante períodos de manutenção, mesmo das regiões de maior volume servidas pela instalação. O segundo está associado à necessidade de armazenar o refrigerante contido na instalação durante períodos de bloqueio, em que o compressor continua a operar.

11.5 — Separadores de líquido para evaporadores inundados

Os evaporadores inundados, descritos na Seção 6-13, são alimentados através de separadores de líquido*, situados acima do nível dos evaporadores, como se ilustra na Fig. 11.9. Dependendo do espaço físico disponível, eles podem ser do tipo horizontal ou vertical. As funções do separador de líquido são as de armazenar e separar refrigerante líquido.

As características de armazenamento estão associadas a duas condições distintas de operação: durante o degelo por gás quente e quando ocorre uma súbita elevação da carga térmica. No primeiro caso, quando o gás quente é introduzido pela parte superior do evaporador, o líquido presente no mesmo é desalojado, devendo ser armazenado no separador de líquido para evitar que se desloque até o compressor. Outra possibilidade seria a instalação de um acumulador de aspiração, permitindo a adoção de um separador de dimensões inferiores, uma vez que este não mais armazenaria líquido. No segundo caso, o separador opera como reservatório de armazenamento em uma condição operacional em que o evaporador experimenta uma súbita elevação de carga térmica. Inicialmente, em virtude da reduzida carga, o evaporador é predominantemente preenchido pelo refrigerante líquido. Com a elevação repentina da carga, o líquido muda bruscamente de fase, ocorrendo, como resultado, a expulsão de boa parte do líquido presente no início, o qual é recolhido no separador.

Figura 11.9 — Separadores de líquido para evaporadores inundados, orientados nas direções: a) horizontal; b) vertical.



* *Na literatura inglesa denominado de "surge tank", distinguindo-o do reservatório de baixa pressão para sistemas com recirculação de líquido.*

A outra função do separador de líquido, como o próprio nome sugere, é a de separar o líquido do vapor, sendo válidas, portanto, as considerações da Seção 11-3, a respeito dos mecanismos de separação. Em comparação aos reservatórios de baixa pressão associados aos sistemas com recirculação, os separadores de líquido acoplados a evaporadores inundados são relativamente pequenos. Isso se deve ao fato dos separadores de líquido servirem a um único evaporador, ao passo que os reservatórios de baixa pressão alimentam uma série de evaporadores. Como os separadores são relativamente pequenos, os orientados na direção horizontal devem apresentar um tamanho comparativamente grande para propiciar um tempo de residência adequado. Um fabricante[5] recomenda que separadores horizontais sejam dimensionados com o dobro do tamanho que os correspondentes verticais, para a mesma carga de refrigeração. Outra recomendação relativa ao tamanho dos separadores de líquido[6] para evaporadores do tipo serpentinas aletadas é a de que aqueles orientados horizontalmente apresentem um volume de espaço livre equivalente ao volume interior da serpentina. O espaço livre no separador é considerado como aquele entre o nível controlado e o nível a partir do qual o líquido seria arrastado. Considerações adicionais sobre as características dos separadores de líquido serão feitas na próxima seção.

11.6 — Reservatórios de baixa pressão*

Como no caso da seção anterior, o reservatório de baixa pressão exerce as funções de armazenamento e separação de refrigerante líquido. O nível controlado, como se mostra na Fig. 11.10, situa-se normalmente na região próxima ao fundo, servindo como referência para o controlador de admissão de líquido. Um volume adicional deve ser deixado entre o nível controlado e o nível superior, para permitir o armazenamento do líquido adicional proveniente dos evaporadores em processo de degelo ou da linha bifásica de retorno, quando inclinada, de tal modo que o líquido escoe por gravidade para o reservatório. Neste último caso, a capacidade de armazenamento do reservatório é necessária a fim de permitir o recolhimento do líquido presente na linha de retorno quando da parada da bomba de recirculação, no caso, por exemplo, de um corte de energia elétrica, resultando na interrupção da extração de líquido. Com relação à separação de líquido, o nível a ser considerado é o superior, como seria de esperar em face das considerações da Seção 11-3. Por outro lado, o nível controlado não deve ser o inferior do reservatório, uma vez que, durante as partidas da instalação ou entrada em operação de um ou mais evaporadores, a bomba de recirculação pode extrair refrigerante líquido a uma taxa superior àquela com que as linhas de retorno e de líquido suprem o reservatório. Nessas condições, se não houvesse um volume de reserva, poderia ocorrer o esgotamento de líquido do reservatório, com conseqüente extração de vapor.

De acordo com Richards[4], a recomendação de Lorentzen[11] de se projetar a linha de alimentação de líquido com base em uma velocidade de 1 m/s, como mostrado na Fig. 11.10, é razoável. Além disso, ele sugere que se dimensione o reservatório de baixa pressão com um volume igual ao combinado dos evaporadores e das linhas de retorno. Ele sugere, ainda, que, desse volume, 25% seja destinado à reserva (entre os níveis controlado e o inferior) e 30% para armazenamento (entre os níveis controlado e o superior). Nessas condições, para efeitos práticos, o volume de reservatório até o nível superior corresponderia a aproximadamente 55% do volume total

* *Também denominado, genericamente, de separador de líquido.*

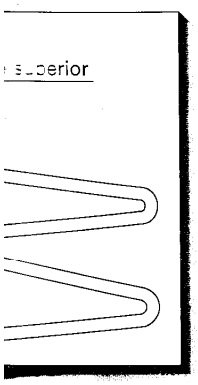
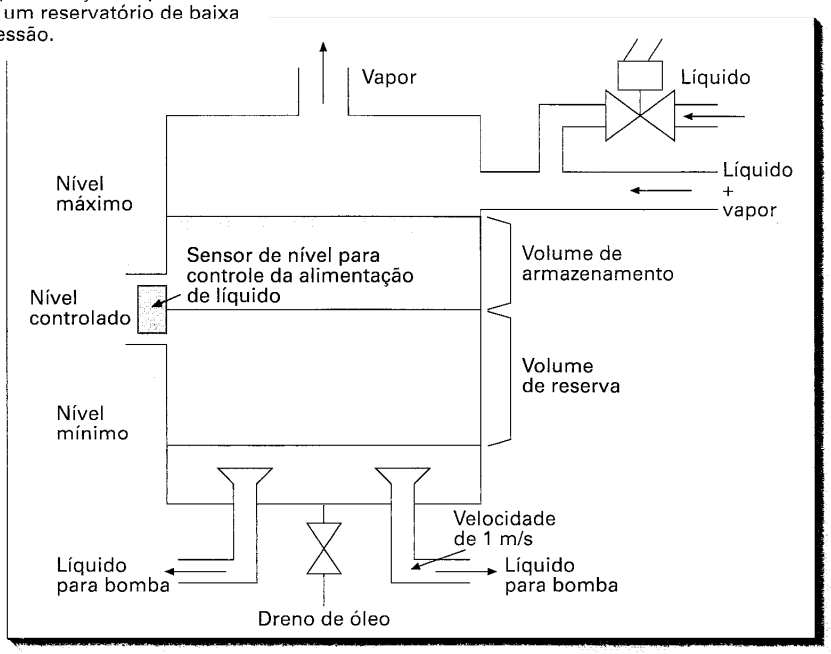


Figura 11.10 — Representação esquemática de um reservatório de baixa pressão.

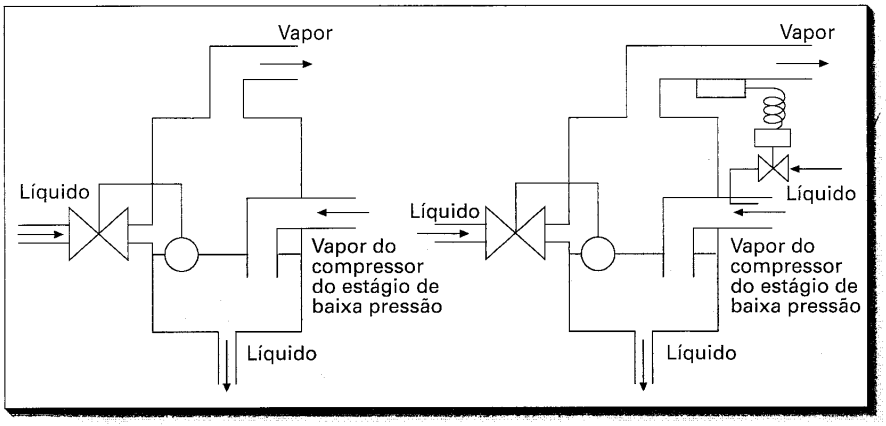


11.7 — Tanque de "flash"/resfriador intermediário

Na Seção 11-2 sugeriu-se que a função exclusiva do tanque de "flash"/resfriador intermediário é a de separação do líquido. Quando o referido reservatório opera como único componente à pressão intermediária, tal afirmação é correta. Há situações, entretanto, em que evaporadores podem operar àquela pressão, fazendo com que o tanque de "flash"/resfriador intermediário, além de sua função específica, também opere como reservatório de líquido, a exemplo dos separadores de líquido ou dos reservatórios de baixa pressão das seções precedentes.

Uma das funções mais importantes do tanque de "flash"/resfriador intermediário é a de reduzir o superaquecimento do vapor de descarga do compressor do estágio de baixa pressão ("booster"). O procedimento utilizado consiste em borbulhar esse vapor no líquido do tanque de "flash", como ilustrado na Fig. 11.11a. Se, por um lado, o efeito de borbulhamento e agitação intensa é interessante, pois melhora a transferência de calor, por outro, pode induzir um arrasto maior de líquido, comprometendo a função de separador do tanque de "flash". Uma solução alternativa seria a indicada na Fig. 11.11b, em que líquido é injetado na corrente de vapor superaquecido que se dirige ao tanque de "flash" através de uma válvula controlada pelo superaquecimento do vapor que deixa o reservatório, do tipo termostático, por exemplo.

Figura 11.11 — Redução do superaquecimento do vapor de descarga do compressor do estágio de baixa pressão no tanque de "flash"/resfriador intermediário por: a) borbulhamento no líquido; b) injeção de líquido no vapor, a montante do tanque.



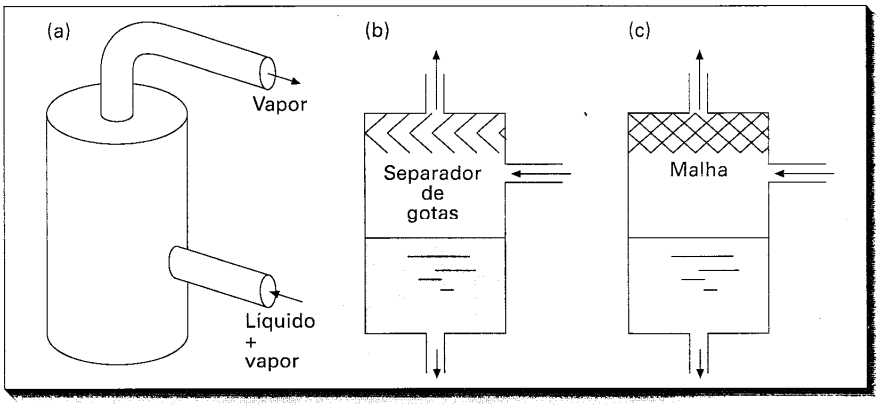
11.8 — Acumulador de aspiração

O acumulador de aspiração (sucção), ilustrado na Fig. 11.1e, é um componente desnecessário na maioria das instalações, uma vez que os reservatórios de baixa pressão devem ser dimensionados de modo a não permitir o transporte de líquido para a linha de aspiração, da mesma forma que os tanques de "flash" em sistemas de duplo estágio de compressão. Um acumulador da linha de aspiração pode ser necessário em um sistema constituído de múltiplos evaporadores inundados com um separador de líquido subdimensionado, caso em que pode ocorrer o transbordamento de líquido para a linha de aspiração. A fim de acelerar a evaporação do líquido recolhido pelo acumulador, freqüentemente são instaladas serpentinas de água quente, como sugerido na Fig. 11.1e. Outra possibilidade seria bombear periodicamente o líquido acumulado até o tanque de líquido (alta pressão).

11.9 — Técnicas para melhorar o desempenho dos reservatórios

Algumas técnicas simples e de fácil implementação, relacionadas às entradas e saídas dos reservatórios, podem, em certos casos, melhorar a separação do líquido. Uma delas[7], ilustrada na Fig. 11.12a, consiste na admissão tangencial da mistura bifásica, de modo a forçar as gotas de líquido a se separarem por ação da força centrífuga e aderirem à superfície interior do reservatório. O vapor é extraído pela região central da tampa superior do reservatório. Outra técnica é a de induzir a coalescência de gotas pequenas, fazendo com que a mistura líquido-vapor passe por caminhos sinuosos, pela instalação de chicanas ou malhas antes da saída, como mostrado nas Figs. 11.12b, c. Esses dispositivos são freqüentemente adotados em reservatórios para a indústria química[8,9] permitindo a redução do seu volume. Eles apresentam a desvantagem de introduzirem

Figura 11.12 — Técnicas para melhorar a separação de líquido: a) admissão tangencial; b) separador de gotas; c) malha.



uma perda de carga adicional, que pode ser crítica sob o ponto de vista operacional da instalação, razão pela qual muitos projetistas preferem adotar reservatórios maiores, com menor perda de carga.

As saídas do reservatório também podem ser melhoradas pela aplicação de técnicas simples, como as da Fig. 11.13. No caso da Fig. 11.13a, o transporte para a linha de aspiração, pelo arrasto de líquido aderido à superfície interior é eliminado por uma leve extensão da linha de saída para o interior do reservatório[10]. Em sistemas com recirculação de líquido, vapor deve ser impedido de adentrar a bomba, onde pode provocar incidência de cavitação e mesmo bloqueio do escoamento. No reservatório de baixa pressão, a saída para a linha de alimentação de líquido pode promover a formação de um vórtice (como no esgotamento de uma pia), com uma depressão no seu centro.

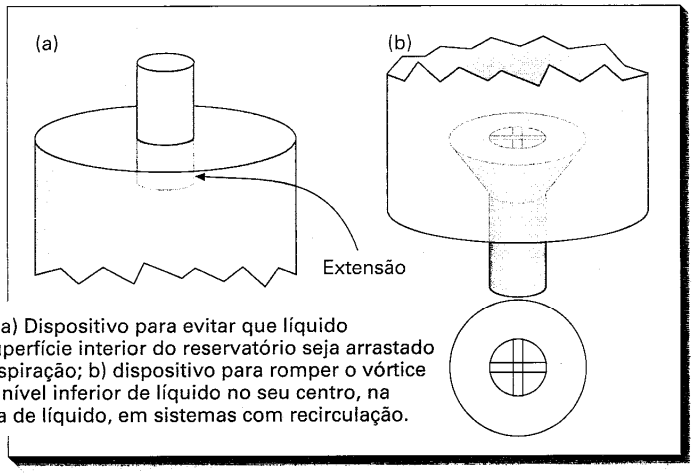
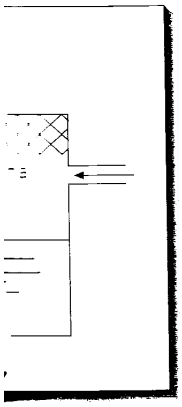


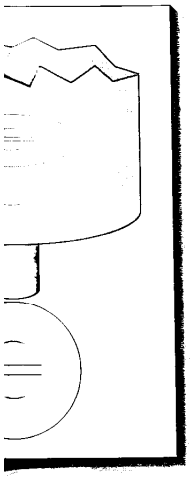
Figura 11.13 — a) Dispositivo para evitar que líquido acumulado na superfície interior do reservatório seja arrastado para a linha de aspiração; b) dispositivo para romper o vórtice e o conseqüente nível inferior de líquido no seu centro, na saída para a linha de líquido, em sistemas com recirculação.

Nessas condições, bolhas podem introduzir-se na linha, sendo transportadas para a bomba, o que pode ser evitado pela instalação de uma placa em forma de estrela na saída do reservatório, como ilustrado na Fig. 11.13b.



sta operacional da
atórios maiores,

...tação de técnicas
...té para a linha de
...minado por uma
Em sistemas com
...mba, onde pode
...t reservatório de
...over a formação
...são no seu centro.

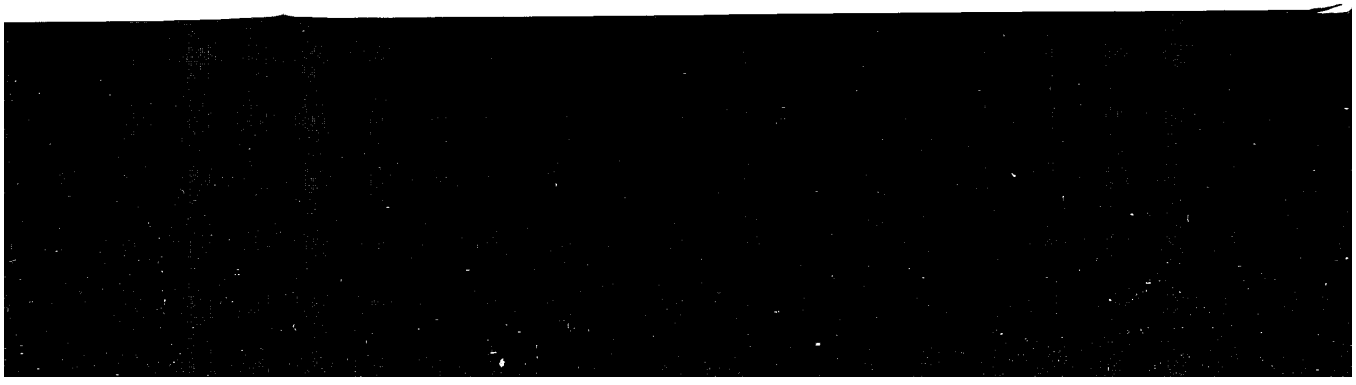


11.10 — Considerações finais sobre o dimensionamento de linhas e reservatórios

O objetivo do presente capítulo foi o de apresentar de forma sucinta os critérios e procedimentos de dimensionamento de reservatórios. As dimensões obtidas podem ser consideradas as mínimas que satisfazem os critérios estabelecidos. Valores superiores a esses mínimos tendem a melhorar a operação do sistema. O aumento das dimensões, por outro lado, eleva os custos inicial e de instalação. Além disso, maiores dimensões implicam num incremento do espaço físico ocupado, exigindo uma carga superior de refrigerante. As vantagens que resultam de dimensões superiores às mínimas são: melhor separação de líquido, o que evita possíveis danos ao compressor e maior flexibilidade para responder a diferentes demandas de líquido em distintos equipamentos. Um aspecto interessante associado à adoção de dimensões superiores às mínimas é o da possibilidade de expansão da instalação após algum tempo de operação, se houver necessidade e oportunidade para tanto.

REFERÊNCIAS

1. White, F. M., 1991, "Viscous Fluid Flow," Mc Graw Hill, Inc., NY.
2. "ASHRAE Handbook of Refrigeration 1998," American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA, 1998.
3. Miller, D. K., 1971, "Recent Methods for Sizing Liquid Overfeed Piping Suction Accumulator Receivers," International Congress of Refrigeration", International Institute of Refrigeration, Washington, DC.
4. Richards, W. V., 1985, "Old Habits in Ammonia Vessel Specification," Air Conditioning, Heating and Refrigeration News, p 28, 13 de maio, 1985.
5. "Pressure Vessel Sizing, Automatic Refrigerante Control, Section 1," Niagara Blower Company, Buffalo, New York, 1980.
6. Stoecker, W. F., 1960, "How to Design and Operate Flooded Evaporators for Cooling Air and Liquids," Heating, Piping, and Air Conditioning, Vol. 32, Nº 12, pp 144-158.
7. Ramsey, A., 1966, "Tested Solutions to: Design Problems in Air Conditioning and Refrigeration", Industrial Press, Inc., New York.
8. Gerunda, A., 1981, "How to Size Liquid-Vapor Separators," Chemical Engineering, pp 81-84, 4 de maio, 1981.
9. Wu, F. H., 1984, "Drum Separator Design - A New Approach," Chemical Engineering, pp 74-80, 2 de abril, 1984.
10. Smiley, A. S., 1984, comunicação pessoal.
11. Lorentzen, G., 1965, "How to Design Piping for Refrigerant Recirculation," Heating, Piping, and Air Conditioning, Vol. 37, No. 6, pp 152-193.



CAPÍTULO 12 REFRIGERANTES

12.1 — Introdução

A história da refrigeração registra alguns momentos importantes, entre os quais podem ser citados: (1) a introdução do ciclo de compressão a vapor e o uso de compressores acionados por motores elétricos, a partir de meados do século XIX, eventos que impulsionaram as aplicações frigoríficas; (2) o desenvolvimento de refrigerantes da família de compostos halogenados e sua introdução no mercado em fins da década dos 20, o que viabilizou a refrigeração doméstica e (3) a substituição dos refrigerantes conhecidos como CFCs (hidrocarbonetos à base de flúor e cloro), determinada pelo Protocolo de Montreal de 1986, em virtude de seu efeito sobre a camada de ozônio estratosférico. Embora esses eventos estejam associados a períodos de significativas transformações, o último, cujos efeitos ainda se fazem sentir, determinou uma verdadeira revolução na indústria frigorífica. Com efeito, a substituição dos compostos utilizados como refrigerantes se compôs com o desafio de produzir equipamentos eficientes para satisfazer demandas da sociedade num mercado cada vez mais competitivo. O resultado tem sido uma significativa dinâmica de aparecimento de novos componentes e equipamentos e a introdução, de forma intensiva, de novas tecnologias, especialmente aquelas relacionadas à eletrônica e à informática.

No que diz respeito aos refrigerantes, os últimos dez anos têm se caracterizado pelo aparecimento de inúmeros substitutos dos CFCs, a maioria no âmbito da família dos hidrocarbonetos halogenados, quer como substâncias puras ou como misturas binárias ou ternárias. Por outro lado, nos últimos anos, com o aumento dos alertas relativos ao efeito estufa, especialmente após a Conferência do Rio de Janeiro, refrigerantes naturais, como o CO_2 e outros, têm sido seriamente cogitados pela comunidade científico/industrial. Nessa conjuntura, a amônia tem sido adotada na maioria das instalações industriais de construção recente, dominando o setor. Os produtores de compostos halogenados para aplicações como refrigerantes têm colocado no mercado uma extensa gama de produtos alternativos, o que torna difícil ao projetista menos avisado decidir quanto ao refrigerante que melhor se ajusta à particular instalação. Certos setores da indústria optaram decididamente por um particular

substituto, como no caso do condicionamento de cabinas para aplicações automotivas, em que o HFC-134a foi escolhido como substituto do CFC-12. Em suma, a situação é de um significativo dinamismo no que diz respeito aos refrigerantes, sendo difícil prever quais deverão ser as tendências num futuro a médio prazo.

O presente capítulo tem como objetivo introduzir o leitor, de forma sumária, aos refrigerantes, apresentando sua nomenclatura, características físicas e desempenho no ciclo de compressão a vapor. Finalmente, no sentido de orientar o projetista, será feita uma análise comparativa do desempenho dos refrigerantes potencialmente interessantes para aplicações industriais.

12.2 — Considerações preliminares

A questão do ataque à camada de ozônio estratosférico por parte de compostos artificiais, entre eles os CFCs utilizados em aplicações frigoríficas, tem sido objeto de inúmeras publicações e debates na última década. Assim sendo, este não seria o contexto para uma análise mais detalhada do problema. O objetivo neste capítulo é a análise do desempenho, como refrigerantes, de certas substâncias com potencial para afetar a camada de ozônio. Entre essas substâncias estão os CFCs (o significado do termo será abordado mais adiante), compostos halogenados derivados de hidrocarbonetos. Estes compostos se caracterizam por apresentarem cloro na molécula, entre outros halogêneos possíveis. O afinamento da camada de ozônio estratosférico, de acordo com modelos das reações fotoquímicas envolvendo a irradiação solar ultravioleta, é resultado de um efeito em cadeia promovido por átomos de cloro (e bromo), entre outros. Os átomos de cloro atingiriam a estratosfera transportados por compostos clorados emitidos na biosfera. Para que as moléculas desses compostos mantenham sua integridade durante o período em que permanecem na atmosfera, antes de atingirem a estratosfera, é necessário que apresentem uma significativa estabilidade química. Curiosamente, foi essa estabilidade uma das características que credenciou os CFCs como refrigerantes. Assim, por exemplo, uma molécula de refrigerante R-12, um CFC, apresenta uma vida útil na atmosfera da ordem de 100 anos, tempo suficiente para que, eventualmente, atinja a estratosfera transportada por correntes atmosféricas.

A ação dos CFCs sobre a camada de ozônio estratosférico precipitou a assinatura do Protocolo de Montreal, o que, por sua vez, deu origem às atividades de desenvolvimento de substitutos. Entretanto, em anos recentes, o problema do afinamento da camada de ozônio estratosférico tem se composto com o do efeito estufa. Este consiste na retenção de parte da energia solar incidente, pelo fato de certos gases presentes na atmosfera atuarem de forma semelhante à de um vidro. Nesse sentido, são transparentes à irradiação solar na faixa de comprimentos de onda que sensibilizam a retina ("irradiação visível"), que, a grosso modo, varia entre 0,4 e 0,7 mm, mas opacos à radiação infra vermelha, caracterizada por comprimentos de onda superiores a 0,7 mm. Acontece que boa parte da energia solar se compõe de fótons na faixa visível de comprimentos de onda, ao passo que a superfície terrestre emite energia radiante na faixa de comprimentos de onda que corresponde à radiação infra vermelha. Assim, pela ação desses gases, parte da irradiação solar incidente iria sendo progressivamente armazenada, contribuindo para a elevação da temperatura da superfície terrestre. Tal efeito é conhecido como "efeito estufa", por assemelhar-se ao processo que ocorre numa estufa. A maioria dos compostos halogenados utilizados em instalações frigoríficas, inclusive

os substitutos dos CFCs, apresentam, em maior ou menor grau, caráter seletivo quanto à irradiação incidente. Entretanto, dado que suas emissões são muito inferiores às do CO_2, o principal responsável pelo "efeito estufa", sua ação não é tão significativa.

Para caracterizar o nível da ação sobre a camada de ozônio estratosférico ou o efeito estufa dos compostos químicos, foram introduzidos dois índices. O primeiro, relativo à camada de ozônio, quantifica o potencial de destruição dessa camada que o particular composto apresenta com relação ao refrigerante R-11, ao qual se atribui um valor 1. Esse índice é denominado de "Potencial de Destruição da Camada de Ozônio", sendo designado pelas iniciais do nome em inglês, ODP ("**O**zone **D**epleting **P**otential"). A Tabela 12.1 apresenta uma relação de refrigerantes com seu ODP. O segundo índice é relativo ao efeito estufa. Este é resultado de dois efeitos: um direto, causado pela presença física do composto na atmosfera, e outro indireto, resultante da emissão de CO_2 pela queima de um combustível fóssil para produzir a energia elétrica necessária para acionar a instalação frigorífica que opera com o particular refrigerante. Na Tabela 12.1 foram incluídos os valores do índice GWP ("**G**lobal **W**arming **P**otential") para distintos refrigerantes, relativo ao efeito estufa direto do refrigerante R-11, ao qual se atribui arbitrariamente o valor 1. É interessante notar que esse refrigerante apresenta um potencial para o efeito estufa de 5.000, relativamente àquele do CO_2, para um horizonte de 100 anos.

Concluindo, seria interessante especular sobre que propriedades deveria ter um composto químico para se credenciar como refrigerante. Idealmente, um refrigerante deveria apresentar todas as características enumeradas a seguir:

- ***Apresentar características termodinâmicas favoráveis***

Este aspecto é um dos que serão exaustivamente discutidos neste capítulo.

- ***Apresentar estabilidade química***

A estabilidade química é importante para que o refrigerante não seja susceptível à ação das pressões e temperaturas e compostos químicos a que deve ser exposto ao longo do circuito frigorífico.

- ***Não ser tóxico***

Apesar dos circuitos frigoríficos se constituírem de sistemas fechados, a possibilidade de fugas impõe que os compostos utilizados como refrigerantes apresentem um nível reduzido de toxicidade, o que a maioria dos CFCs satisfaz. Mais adiante este aspecto será detalhado.

- ***Não ser inflamável***

A possibilidade de fugas também impõe que, na medida do possível, os refrigerantes não sejam inflamáveis. Esta característica tem sido objeto de disputas na comunidade técnica, com a possibilidade de substituir o R-12 por hidrocarbonetos, especialmente misturas de propano e isobutano para refrigeração doméstica.

- ***Ser compatível com o óleo de lubrificação do compressor***

A compatibilidade com o óleo de lubrificação é uma característica desejável em instalações automáticas, onde deve se prever um adequado retorno do óleo de lubrificação ao compressor. Os refrigerantes halogenados sem cloro na molécula (HFCs) são incompatíveis com os óleos tradicionalmente usados em instalações frigoríficas, o

que exigiu a introdução de óleos sintéticos, especialmente aqueles à base de glicóis polialcalinos (PAG) e ésteres poliólicos (POE).

- ***Apresentar um certo grau de compatibilidade com materiais***

Na medida do possível, os refrigerantes devem ser compatíveis com os materiais usados em circuitos de refrigeração. Como se sabe, os refrigerantes halogenados são, de maneira geral, solventes e o uso de materiais para contato com os mesmos deve ser objeto de análise prévia.

- ***Ser de fácil detecção***

A detecção é importante em instalações de grande porte, caracterizadas por significativos inventários de refrigerante. A rápida detecção pode evitar a perda completa da carga de refrigerante da instalação.

- ***Não ser pernicioso ao meio ambiente***

A consciência com a preservação do meio ambiente tem crescido significativamente na última década, o que impõe aos projetistas cuidados redobrados na seleção do tipo de refrigerante e no uso e aplicação de procedimentos de instalação e manutenção que limitem ao máximo as emissões. A questão da camada de ozônio se compõe com aquela do efeito estufa no sentido de impor à indústria frigorífica o desafio de desenvolver instalações mais estanques, operando com refrigerantes mais compatíveis com o meio ambiente.

- ***Estar disponível comercialmente a um custo razoável***

A disponibilidade comercial do refrigerante está intimamente associada a seu preço. Um refrigerante ideal que apresente um custo elevado seria impraticável. O refrigerante R-502 é constituído de uma mistura azeotrópica (ver mais adiante) dos refrigerantes R-115 (CFC) e R-22 (HCFC), sendo tradicionalmente usado em aplicações comerciais de baixa temperatura. Nos últimos anos, em virtude de sua futura retirada do mercado nacional, sua disponibilidade foi significativamente reduzida, ocorrendo uma conseqüente elevação do preço no varejo, tendo este atingido cifras superiores a R$ 40,00 por quilo. A indústria reagiu convertendo as instalações para o refrigerante R-22, que, apesar de apresentar certos inconvenientes, pode ser utilizado com segurança em baixas temperaturas de evaporação.

As propriedades de um refrigerante acima enumeradas são mais ou menos óbvias. A maioria dos CFCs as satisfaz em quase sua totalidade, sendo essa a razão pela qual se popularizaram como refrigerantes.

Numa pesquisa feita pelo NIST[1] ("National Institute of Standards") dos Estados Unidos da América, mais de 800 fluidos industriais foram examinados quanto ao seu potencial para uso como refrigerantes, devendo satisfazer as seguintes condições termodinâmicas:

(1) Temperatura de fusão inferior a −40°C
(2) Temperatura crítica superior a 80°C
(3) Pressão de saturação a 80°C inferior a 50 MPa
(4) h_{lv}/v_v superior a 1,0 kJ/litro

As duas primeiras condições visam eliminar fluidos com ponto de fusão e temperatura crítica próximas da faixa de operação típica das aplicações frigoríficas. A

terceira condição elimina fluidos excessivamente voláteis, associados a pressões de condensação elevadas, ao passo que a quarta está relacionada ao tamanho do compressor. Fluidos com valores reduzidos do grupo h_{lv}/v_v exigem compressores de volume avantajado. A pesquisa revelou que 51 compostos satisfaziam as condições impostas, apresentando o seguinte perfil:

- 15 hidrocarbonetos
- 5 compostos oxigenados (éteres e aldeídos, etc.)
- 5 compostos nitrogenados (NH_3, metilamina, etc.)
- 3 compostos de enxofre (SO_2, etc.)
- 4 miscelâneos
- 19 hidrocarbonetos halogenados (R-12, R-22, R-11, etc)

É interessante observar que alguns dos compostos com perfil termodinâmico satisfatório podem apresentar outras características desfavoráveis como certo grau de toxicidade ou inflamabilidade, o que os tornaria inadequados. Os fluidos da pesquisa não envolveram misturas, que têm se popularizado nos últimos anos com a necessidade de refrigerantes alternativos aos CFCs para satisfazer determinadas condições operacionais. A combinação de duas ou mais espécies químicas em proporções adequadas pode resultar num composto com as características desejadas. De uma forma geral, é possível classificar os refrigerantes nas seguintes categorias:

- Hidrocarbonetos halogenados
- Misturas não azeotrópicas de hidrocarbonetos halogenados
- Misturas azeotrópicas de hidrocarbonetos halogenados
- Compostos orgânicos
- Compostos inorgânicos

12.3 — Nomenclatura

Os refrigerantes são designados por números, de acordo com a norma ASHRAE 34-1992[2]. O uso de números é interessante em virtude da complexidade do nome científico de alguns refrigerantes, especialmente os derivados halogenados dos hidrocarbonetos. Os números são constituídos de, no máximo, 4 algarismos, de acordo com a seguinte regra:

- Primeiro algarismo da direita: número de átomos de flúor na molécula
- Segundo algarismo: número de átomos de hidrogênio mais 1
- Terceiro algarismo: número de átomos de carbono menos 1
- O quarto algarismo a partir da direita é utilizado para designar compostos derivados de hidrocarbonetos não saturados, não considerados neste contexto, incluindo compostos como os "halons", utilizados no passado no controle de incêndios.

Uma forma sumária da regra de numeração dos refrigerantes é a seguinte:

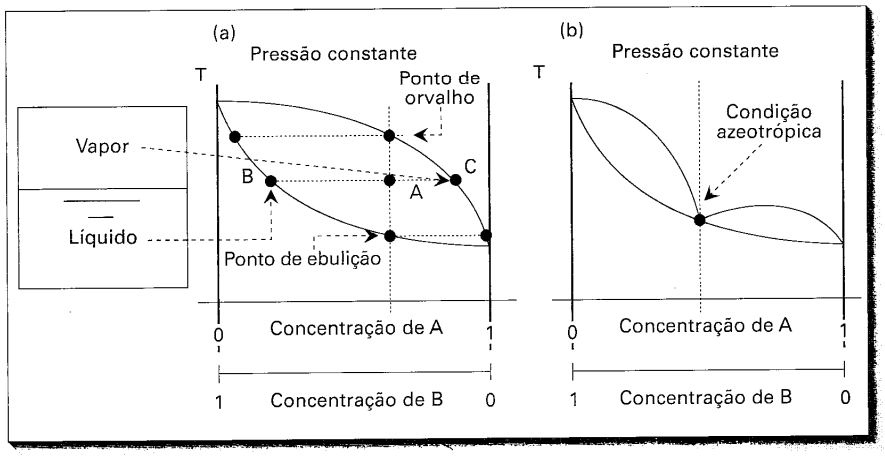
$$(C - 1)\,(H + 1)\,(F)$$

As valências não preenchidas correspondem aos átomos de cloro na molécula. Por convenção, o primeiro algarismo nulo a partir da esquerda não se escreve. Tal é o caso da série do metano, em que (C–1) é nulo, correspondendo a refrigerantes designados por números de dois algarismos. De acordo com a regra, o refrigerante 12 é um derivado do metano, com dois átomos de flúor e dois de cloro, uma vez que não apresenta átomos

de hidrogênio (H–1 é igual a zero) e as valências restantes são preenchidas por átomos de cloro. Os isômeros são designados por sufixos "a", "b", "c", etc., em ordem crescente de assimetria espacial. Assim, o refrigerante 134a, corresponde a um composto da série do etano (2 átomos de carbono), composto por 4 átomos de flúor e dois de hidrogênio, constituindo-se num dos isômeros espaciais do composto 134. A série 400 é reservada para as misturas não azeotrópicas, designadas em ordem crescente por cronologia de aparecimento. A série 500 designa as misturas azeotrópicas, a 600 os compostos orgânicos e a 700 os inorgânicos, em ordem crescente, de acordo com a massa molecular. Assim, o refrigerante 717 designa a amônia, NH_3 (massa molecular 17), e o 718 a água, H_2O (massa molecular 18).

É interessante notar que as misturas são designadas pelos termos "azeotrópicas" e "não azeotrópicas", de acordo com seu comportamento durante a mudança de fase. As primeiras se comportam como uma substância pura, isto é, durante a mudança de fase à pressão constante a temperatura permanece constante. No caso das misturas não azeotrópicas, o comportamento durante a mudança de fase é o típico das misturas, com variações da temperatura para pressão constante, além de mudança de composição das fases líquido e vapor. A Fig. 12.1 ilustra o comportamento das misturas durante a mudança de fase. No caso da Fig. 12.1 (a), pode-se notar que, mantendo a pressão constante, aquecimentos sucessivos do líquido levam ao estado denominado de "ponto de ebulição", condição em que a primeira bolha de vapor se forma. Pela denominada "regra da alavanca", a composição dessa bolha pode ser encontrada traçando um segmento horizontal até encontrar a linha de vapor saturado. Continuando o aquecimento, a mistura bifásica passaria por estados ao longo da linha vertical, como A da Fig. 12.1 (a). A composição das fases líquido e vapor nesse estado corresponde àquelas dos pontos B e C, respectivamente. Aquecimentos posteriores levam ao "ponto de orvalho", em que a última gota de líquido se evapora. A composição dessa gota pode ser encontrada traçando um segmento horizontal até a linha de líquido saturado, como indicado na figura.

Figura 12.1 — Diagramas de equilíbrio de misturas binárias (a) não azeotrópica; (b) azeotrópica para uma dada composição da mistura.



As misturas não azeotrópicas (série 400) apresentam excursões relativamente pequenas de temperatura durante a mudança de fase ("temperature glide"), em geral, inferiores a 6°C. As misturas azeotrópicas ocorrem para concentrações definidas de uma mistura, como indicado na Fig. 12.1 (b). Para concentrações distintas da azeotrópica, a mistura se comporta como não azeotrópica.

A Tabela 12.1 apresenta alguns refrigerantes, sua designação, nome científico e composição, além dos índices ODP e GWP. Os refrigerantes da família dos hidrocarbonetos halogenados se caracterizam por moléculas com átomos dos halogêneos flúor e cloro (e, eventualmente, bromo), além de carbono e hidrogênio. Nesse sentido, podem ser classificados em três grupos: os hidrocarbonetos puros, CH, os derivados de hidrocarbonetos completamente halogenados, que não apresentam nenhum átomo de hidrogênio, como os CFCs (com átomos de cloro e flúor na molécula), e os hidrocarbonetos parcialmente halogenados, incluindo os HCFCs (com átomos de hidrogênio, cloro e flúor na molécula) e os HFCs (átomos de hidrogênio e flúor na molécula). Os triângulos da Fig. 12.2 ilustram as séries de hidrocarbonetos halogenados derivados do metano e etano. O vértice superior corresponde ao hidrocarboneto puro (metano, etano) e os vértices inferiores à esquerda e à direita correspondem aos compostos em que os átomos de hidrogênio do hidrocarboneto foram substituídos, respectivamente, por átomos de cloro e flúor. É interessante notar que os CFCs se localizam nos lados inferiores, os HFCs nos lados à direita e os HCFCs na região central dos triângulos. Curiosamente, as distintas regiões nos triângulos estão associadas a determinadas características físicas dos compostos que as ocupam. Assim, deslocando-se no sentido do vértice superior, o número de átomos de hidrogênio na molécula aumenta e os compostos se tornam mais inflamáveis. Por outro lado, deslocando-se da esquerda para a direita, a temperatura normal de ebulição (à pressão normal, 101,325 kPa) diminui e da direita para a esquerda aumenta a toxicidade. Finalmente, deslocando-se da esquerda para a direita, o número de átomos de cloro na molécula diminui em favor de átomos de flúor, o que implica numa redução no valor do índice ODP. Os compostos do lado direito, HFCs, não apresentam cloro na molécula e, portanto, seu ODP é nulo. Os HFCs ou suas misturas seriam, assim, os substitutos ideais para os CFCs.

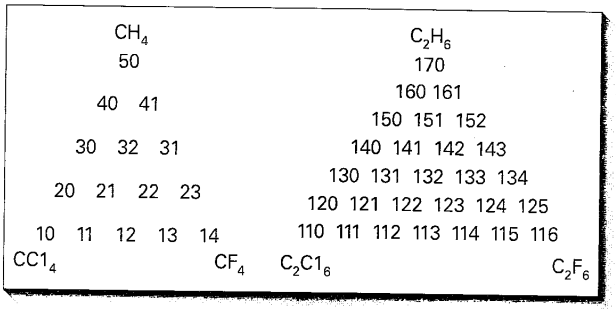


Figura 12.2 — Séries de hidrocarbonetos halogenados derivados do metano e etano.

Tabela 12.1— Relação de alguns refrigerantes, sua designação, nome e composição química.

Família	N.º	Nome	Composição química	ODP	GWP
Hidrocarbonetos halogenados					
	11	Tricloromonoflúormetano	CCl_3F (CFC)	1	1
	12	Biclorobiflúormetano	CCl_2F_2 (CFC)	1	3,20
	13	Monoclorotriflúormetano	$CClF_3$ (CFC)		
	22	Hidrobicloromonoflúormetano	$CHCl_2F$ (HCFC)	0,05	0,34
	23	Hidrotriflúormetano	CHF_3 (HFC)	0	N/d
	32	Bihidrobiflúormetano	CH_2F_2 (HFC)	0	0,12
	123	Hidrobiclorobiflúoretano	$C_2HCl_2F_3$ (HCFC)	0,02	0,02
	125	Hidropentaflúoretano	C_2HF_5 (HFC)	0	0,84
	134a	Bihidrotetraflúoretano	$C_2H_2F_4$ (HFC)	0	0,28
	152a	Tetrahidrobiflúoretano	$C_2H_4F_2$ (HFC)	0	0,03
Misturas não azeotrópicas*					
	401A		22/152a/124 (53%/13%/34%)	0,03	0,22
	402A		125/290/22 (60/2/38)	0,02	0,52
	403A		290/22/218 (5/75/20)		
	404A		125/143a/134a (44/52/4)	0	0,94
	407C		32/125/134a (20/40/40)	0	0,38
	409A		22/124/142b (60/25/15)	0,05	0,3
	410A		32/125 (50/50)	0	0,45
Misturas azeotrópicas*					
	500		12/152a (73,8/26,2)		
	502		22/115 (48,8/51,2)	0,22	3,7
	507a		125/143a (50/50)		
Hidrocarbonetos					
	170	Etano	C_2H_6		
	290	Propano	C_3H_8		
	600	Butano	C_4H_{10}		
	600a	Butano normal (isobutano)	C_4H_{10}		
Compostos inorgânicos					
	717	Amônia	NH_3	0	0
	718	Água	H_2O	0	0
	744	Bióxido de carbono (gás carbônico)	CO_2		

* Na coluna da composição química é indicada a designação dos componentes e, entre parêntesis, a composição da mistura na base massa.

12.4 — Propriedades físicas

As pressões exercidas podem ser o fator determinante na seleção do refrigerante para dada instalação frigorífica. Com efeito, se por um lado, pressões elevadas tendem a exigir tubulações e reservatórios de espessuras superiores às normais, por outro, refrigerantes de baixa pressão podem ser inadequados para aplicações de reduzida temperatura de evaporação em virtude da possibilidade de ocorrência de pressões subatmosféricas em determinadas regiões do circuito, deixando-as expostas à penetração de ar atmosférico, o que, como regra geral, deve ser evitado. Na Fig. 12.3 estão representadas as curvas da pressão de saturação em função da temperatura de alguns dos refrigerantes incluídos na Tabela 12.1. Observa-se que os refrigerantes R-404A, R-502 e, especialmente, o R-13 se caracterizam por pressões superiores aos demais, razão pela qual se utilizam em baixas temperaturas de evaporação. O refrigerante R-404A foi desenvolvido para substituir o R-502 em aplicações comerciais de baixa temperatura de evaporação, como balcões e câmaras de produtos congelados. Como se observa na Tabela 12.1, trata-se de uma mistura de três compostos da família dos HFCs e, portanto, não nocivo à camada de ozônio. Os refrigerantes R-12 e R-134a apresentam pressões menores, razão pela qual são utilizados em aplicações de temperatura de evaporação mais elevada, tipicamente entre –20°C e 0°C. O refrigerante R-134a é um HFC, sendo considerado por alguns setores da indústria frigorífica como o substituto ideal do R-12.

As pressões exercidas pelos refrigerantes estão associadas à temperatura normal de ebulição (ou ponto normal de ebulição). Quanto maior esta, menos volátil é o refrigerante e, portanto, exerce menores pressões a uma dada temperatura. A Tabela 12.2 apresenta a pressão crítica dos refrigerantes da Tabela 12.1, além de outros parâmetros característicos, como temperatura crítica, ponto de ebulição normal e ponto de fusão.

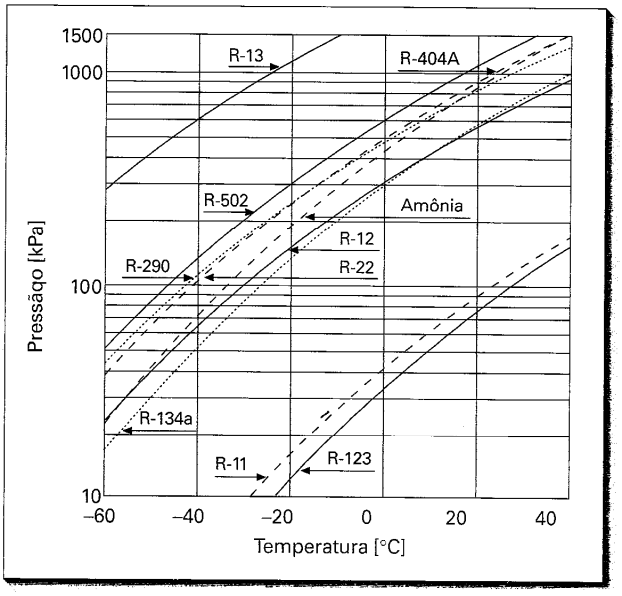
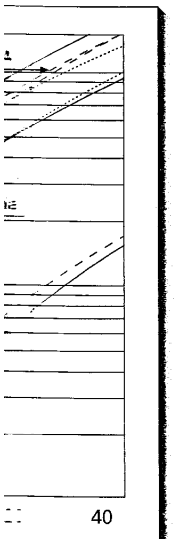


Figura 12.3 — Curvas de pressão de saturação em função da temperatura para alguns refrigerantes da Tabela 12-1



É interessante observar que refrigerantes com temperaturas críticas mais elevadas apresentam pontos de fusão e de ebulição normal superiores. Curiosamente, a relação entre as temperaturas absolutas de ebulição normal e crítica, conhecida em termodinâmica por temperatura de ebulição normal reduzida, excluídos os compostos da série 400, de misturas não azeotrópicas, apresenta um valor médio igual a 0,630, com mínimo de 0,577 (desvio de −8,41% relativamente à média) para a água e máximo de 0,661 (desvio de 4,92%) para o R-125. A média para os refrigerantes halogenados (excluídas as misturas não azeotrópicas) é de 0,641, com mínimo de 0,629 (desvio de −1,87% com relação à média) para o R-22 e máximo de 0,661 para o R-125 (desvio de 3,12%). Em suma, a temperatura de ebulição normal reduzida dos refrigerantes pode ser aproximada por um valor constante e igual a 0,630.

Na tabela também foi incluído o calor latente de vaporização molar, que, como regra geral, tende a aumentar com a temperatura crítica. Na realidade, verifica-se que há uma relação aproximadamente linear entre o calor latente molar e a temperatura crítica.

Tabela 12.2— Algumas propriedades físicas dos refrigerantes da Tabela 12-13.

Refrigerante	Massa molecular	Temperatura crítica [°C]	Pressão crítica [kPa]	Ponto normal de ebulição [°C]	h_{lv} [kJ/kmol] (pressão normal)	Ponto de fusão [°C]
R-11	137,38	198,0	4.406	23,8	24.768	−111
R-12	120,9	112,0	4.113	− 29,8	19.982	−158
R-13	104,5	28,80	3.865	− 81,4	15.515	−181
R-22	86,48	96,00	4.974	− 40,8	20.207	−160
R-23	70,02	25,60	4.833	− 82,1	17.039	−155
R-32	52,02	78,40	5.830	− 51,7	19.834	−136
R-113	187,39	214,1	3.437	47,6	27.513	− 35
R-123	152,9	183,8	3.674	+ 27,9	26.005	−107
R-125	120,0	66,30	3.631	− 48,6	19.276	−103
R-134a	102,3	101,1	4.067	− 26,2	22.160	− 96,6
R-152a	66,05	113,5	4.492	− 25,0	21.039	−117
R-401A*	94,44	108,0	4.604	− 33,1	21.457	-
R-402A*	101,6	75,50	4.135	− 49,2	19.721	-
R-404A*	97,6	72,15	3.735	− 46,55	19.555	-
R-407C*	86,2	86,79	4597	− 43,9	21.486	-
R-409A*	97,4	107,0	4.600	− 34,2	21.525	-
R-410A*	72,58	72,13	4.925	− 51,54	19.718	-
R-500	99,31	105,5	4.423	− 33,5	19.975	−159
R-502	111,6	82,20	4.075	− 45,5	19.258	-
R-507A	98,86	70,74	3714	− 47,1	19.408	-
R-170	30,07	32,20	4.891	− 88,8	14.645	−183
R-290	44,10	96,70	4.284	− 42,1	18.669	−188
R-600	58,13	152,0	3.794	− 0,50	22.425	−139
R-600a	58,13	135,0	3.645	− 11,7	21.174	−160
R-717	17,03	133,0	11.417	− 33,3	23.343	−77,7
R-718	18,02	374,0	22.064	100	40.664	0
R-744	44,01	31,1	7.372	− 88,1	17.006	-

* A temperatura de ebulição normal das misturas não azeotrópicas corresponde àquela de formação da primeira bolha de vapor à pressão atmosférica normal("boiling point").

As temperaturas de fusão à pressão normal dos refrigerantes da Tabela 12.2 são adequadamente baixas, não sendo motivo de preocupação para a maioria das aplicações frigoríficas. Com efeito, excetuando-se a água, que apresenta um ponto de fusão elevado, os demais refrigerantes apresentam pontos de fusão inferiores a -77,7°C.

Concluindo, é importante enfatizar que as temperaturas limite, evaporação e condensação, constituem os parâmetros que determinam o tipo de refrigerante da instalação. Refrigerantes de baixa temperatura crítica e, portanto, de reduzida temperatura de ebulição normal, devem ser utilizados em aplicações de baixa temperatura de evaporação. No caso de uma temperatura crítica da ordem da temperatura ambiente, a possibilidade de condições operacionais próximas das críticas ou mesmo supercríticas tornaria o refrigerante inadequado para ciclos normais, em virtude do reduzido COP resultante e das elevadas pressões de condensação. Entretanto, o mesmo refrigerante poderia ser utilizado no circuito de baixa pressão de ciclos em cascata para aplicações de reduzida temperatura de evaporação (inferiores a -50°C). Por outro lado, refrigerantes de elevada temperatura crítica seriam adequados para aplicações de alta temperatura de evaporação, como em bombas de calor para aquecimento de água, por exemplo. Os refrigerantes poderiam ser, assim, agrupados em três faixas de temperaturas críticas em função das aplicações: baixas, médias e altas. Assim, considerando os refrigerantes da Tabela 12.3, o R-13 e o R-23 fariam parte do primeiro grupo, o R-12 e o R-22 do segundo e o R-11 e R-123 do terceiro.

12.5 — Características de desempenho no ciclo de compressão a vapor

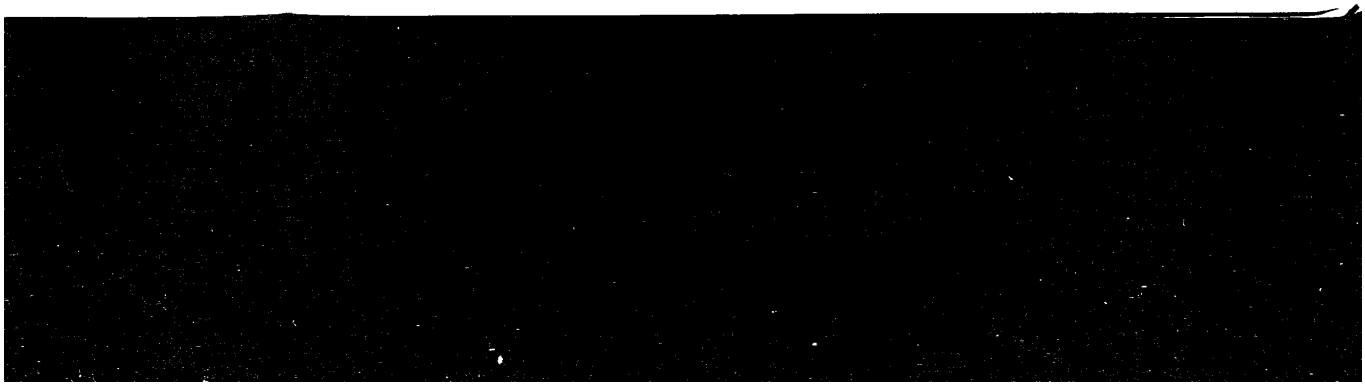
O desempenho do ciclo de Carnot não depende do particular fluido de trabalho utilizado como refrigerante, como se observou no Capítulo 2. Entretanto, os ciclos reais, mesmo o básico de compressão a vapor, se caracterizam por apresentarem um desempenho que depende do particular refrigerante. Nessas condições, além dos critérios sugeridos na seção anterior, parece razoável incorporar aos parâmetros de seleção do refrigerante para uma particular aplicação, o seu desempenho termodinâmico. Este pode ser determinante em termos do consumo de energia da instalação e do tamanho do compressor, entre outros aspectos. A Tabela 12.3 apresenta uma relação de parâmetros de desempenho termodinâmico de alguns dos refrigerantes mais utilizados na atualidade em aplicações frigoríficas em geral, inclusive as industriais. Para o levantamento da tabela foi admitido um ciclo básico de compressão a vapor operando entre as temperaturas de evaporação e condensação respectivamente iguais a -15°C e 30°C. Não houve a preocupação em escolher uma faixa característica de temperaturas para algum tipo específico de aplicação, mas simplesmente procurou-se ilustrar o efeito do tipo de refrigerante nos parâmetros de desempenho termodinâmico.

Inicialmente, é interessante considerar as pressões de evaporação e condensação, além de sua relação. Os refrigerantes menos voláteis, pressões inferiores, são o R-12 e seu substituto, o R-134a, ao passo que os mais voláteis são o R-502 e seu substituto potencial, o R-404A. Entretanto, estes apresentam a menor relação entre pressões, aspecto interessante sob o ponto de vista operacional, uma vez que proporciona melhor rendimento volumétrico do compressor, além de, potencialmente, reduzir o trabalho de compressão. A amônia, por seu turno, apresenta um elevado valor da relação entre pressões, 4,96.

O efeito frigorífico, caracterizado pela diferença entre as entalpias do refrigerante na saída e entrada do evaporador, determina a vazão de refrigerante no circuito. Os refrigerantes halogenados apresentam valores significativamente inferiores ao da amônia, razão pela qual se caracterizam por vazões (massa) maiores. Esta vantagem da amônia é compensada pelo menor volume específico do vapor dos refrigerantes halogenados, resultando vazões volumétricas da mesma ordem de grandeza para todos os refrigerantes. Entretanto, como se observa na Tabela 12.3, as vazões volumétricas de vapor na aspiração do compressor nos casos da amônia e dos refrigerantes halogenados R-22, R-404A e R-502 são significativamente inferiores àquelas dos refrigerantes R-12 e R-134a, o que proporciona o uso de compressores menos volumosos e, portanto, de menor cilindrada no caso de compressores alternativos.

Tabela 12.3 — Características de desempenho relativo ao ciclo básico de compressão a vapor de diversos refrigerantes. Temperaturas de evaporação e condensação respectivamente iguais a −15°C e 30°C.

	R-12	R-134a	R-22	R-404A	R-502	R-717
Pressão de evaporação [kPa]	182,5	164,1	295,6	364,3	348,6	236,3
Pressão de condensação [kPa]	744,6	770,9	1191	1418	1319	1171
Relação entre pressões	4,08	4,70	4,03	3,89	3,78	4,96
Efeito frigorífico [kJ/kg]	116,4	147,4	162,9	113,4	104,4	1102
Vazão de refrigerante [kg/s/kW]	0,0086	0,0068	0,0061	0,0088	0,0096	0,00091
Volume específico do líquido [l/kg]	0,7738	0,8417	0,8519	1,02	0,8385	1,68
Vazão volumétrica de líquido [l/s/kW]	0,0066	0,0057	0,00523	0,0090	0,0080	0,0015
Diâmetro da linha de líquido para 1 kW de refrigeração e perda de carga de 0,02 K/m [mm]	5,19	4,75	4,22	4,73	4,87	2,34
Volume específico do vapor na aspiração do compressor [l/kg]	91,03	119,9	77,62	54	50	508,5
Vazão volumétrica de vapor de aspiração no compressor [l/s/kW]	0,782	0,813	0,477	0,476	0,479	0,461
COP	4,70	4,61	4,66	4,17	4,35	4,75



A vazão volumétrica de refrigerante no estado de líquido saturado apresenta significativas variações entre os refrigerantes, sendo a amônia a que menor valor apresenta. O efeito desse parâmetro fica, entretanto, circunscrito ao tamanho da linha de líquido, não devendo variar significativamente entre os refrigerantes, como se observa na Tabela 12-3. Os diâmetros da linha de líquido indicados foram avaliados para uma carga frigorífica de 1 kW e operação entre as temperaturas de evaporação e condensação que serviram de base para o desenvolvimento da tabela. Admitiu-se, além disso, uma perda de carga de 0,02 K de redução na temperatura de saturação por metro de comprimento de tubo. Verifica-se que os diâmetros associados aos refrigerantes halogenados variam pouco, com o R-12 apresentando o valor máximo 5,19 mm. A amônia, entretanto, requer um diâmetro significativamente inferior, da ordem da metade dos refrigerantes halogenados.

Uma inspeção superficial dos valores do Coeficiente de Eficácia, COP, dos refrigerantes da Tabela 12-3 poderia levar o leitor a concluir que as variações são limitadas. De fato, a diferença entre os COP máximo (amônia) e mínimo (R-404A) é inferior a 15%, relativamente ao valor inferior. Entretanto, essa porcentagem é da mesma ordem daquela que alguns governos têm exigido de redução no consumo energético de determinados equipamentos frigoríficos, especialmente os de menor porte (domésticos), de uso extensivo a grandes camadas da população. Curiosamente, os refrigerantes alternativos aos CFCs se caracterizam por desempenhos levemente inferiores, como o R-134a e o R-404A.

12.6 — Aspectos relacionados à segurança na utilização e manuseio de refrigerantes

A segurança na utilização e manuseio dos refrigerantes está relacionada a quatro aspectos básicos: a toxicidade, os potenciais carcinogênico e mutagênico e a flamabilidade. Recomendações a respeito da adequação dos distintos refrigerantes e a especificação dos níveis de toxicidade, bem como dos limites de flamabilidade podem ser encontrados em diversas publicações, embora os dados nem sempre coincidam. Apesar disso, podem ser úteis na obtenção de algumas conclusões gerais sobre, por exemplo, a toxicidade e a flamabilidade relativas dos refrigerantes.

A norma ASHRAE 34-92[2] classifica os refrigerantes quanto ao seu nível de toxicidade e inflamabilidade. De acordo com essa norma, cada refrigerante recebe uma designação constituída de dois caracteres alfa numéricos, sendo o primeiro uma letra maiúscula, que caracteriza seu nível de toxicidade, e o segundo um algarismo, que indica o grau de inflamabilidade. Os compostos são classificados em dois grupos, de acordo com sua toxicidade para concentrações abaixo de 400 ppm*:

Classe A Compostos cuja toxicidade não foi identificada.

Classe B Foram identificadas evidências de toxicidade.

Quanto ao nível de inflamabilidade, os refrigerantes são divididos em três grupos, designados pelos algarismos 1, 2 e 3, de acordo com os seguintes critérios:

Classe 1 Não se observa propagação de chama em ar a 18° C e 101,325 kPa.

**ppm: partes por milhão em volume de ar; a conversão para mg de substância por m^3 de ar pode ser feita pela seguinte equação: mg/m^3 = ppm × (massa molecular da substância)/24,45.*

Classe 2 Limite Inferior de Inflamabilidade, LII, superior a 0,10 kg/m^3 a 21° C e 101,325 kPa e Poder Calorífico inferior a 19.000 kJ/kg.

Classe 3 Inflamabilidade elevada, caracterizando-se por LII inferior ou igual a 0,10 kg/m^3 a 21°C e 101,325 kPa ou Poder Calorífico superior a 19.000 kJ/kg.

A Tabela 12,4 apresenta a classificação de alguns refrigerantes quanto à sua toxicidade e inflamabilidade. Observa-se que os refrigerantes CFCs são do grupo A1, não inflamáveis sem serem tóxicos. É interessante notar que o bióxido de carbono, o R-12 e o R-22 não são considerados inflamáveis, embora tenha se verificado que a combustão de uma mistura de 50% de ar e 50% de R-22, a pressões superiores a 1.380 kPa, pode ser induzida por elevadas temperaturas[4]. O R-123, um HCFC, substituto imediato do R-11 em aplicações frigoríficas, tem sido submetido a testes intensivos nos últimos anos. Resultados preliminares sugerem que certos cuidados devem ser tomados no seu manuseio, razão pela qual foi classificado como B1. Os ensaios com esse refrigerante prosseguem no âmbito da PAFT ("Programme for Alternative Fluorcarbon Toxicity Testing", organização constituída pelos produtores de compostos halogenados), havendo a possibilidade de uma mudança na sua classificação no futuro[5]. Os HFCs, substitutos ideais dos CFCs, não são tóxicos, embora alguns, como o R-32 e o R-152a, com elevado número de átomos de hidrogênio na molécula, possam apresentar um certo grau de inflamabilidade. A amônia, classificada como B2, apresenta um certo nível de toxicidade e grau médio de inflamabilidade. A faixa de concentrações volumétricas em ar que constitui os limites de explosão de alguns refrigerantes industriais são as seguintes[6]:

- Butano: 1,6% a 6,5%
- Propano: 2,3% a 7,3%
- Amônia: 16,0% a 25%

Os refrigerantes halogenados podem se decompor a altas temperaturas, resultantes, por exemplo, da exposição a chamas ou a aquecedores elétricos[7]. Os produtos da decomposição, tais como os ácidos clorídrico e fluorídrico, podem ser irritantes e mesmo tóxicos.

Tabela 12.4— Classificação dos refrigerantes quanto aos padrões de segurança da norma ASHRAE 34-92[2].

Refrigerante	Classe	Refrigerante	Classe
R-11	A1	R-404A	-
R-12	A1	R-407A	-
R-13	A1	R-410A	-
R-22	A1	R-500	A1
R-23	A1	R-502	A1
R-32	A2	R-507a	A1
R-113	A1	R-170	A3
R-123	B1	R-290	A3
R-125	A1	R-600	A3
R-134a	A1	R-600a	A3
R-152a	A2	R-717	B2
R-401A		R-718	A1
R-402A		R-744	A1
R-403A			

O "Underwriters Laboratory (UL)" classifica os refrigerantes quanto aos efeitos sobre a saúde, propondo os três grupos seguintes:

Grupo 2 Gases ou vapores que em concentrações de 1/2 a 1% (5.000 a10.000 ppm), para períodos de exposição de aproximadamente meia hora, são letais ou produzem sérios distúrbios[6]: amônia.

Grupo 5 Gases ou vapores que em concentrações entre 2 e 20% em volume, para períodos de exposição de aproximadamente 2 horas, são letais ou produzem sérios distúrbios[6]: R-22 e bióxido de carbono.

Grupo 6 Gases ou vapores que em concentrações de 20% em volume, para períodos de exposição de aproximadamente 2 horas, não parecem produzir qualquer distúrbio[6]: R-12. Os refrigerantes alternativos não foram ainda classificados, mas é de esperar que o R-134a, por exemplo, seja incluído neste grupo.

A Conferência Americana de Higienistas Industriais do Governo ("American Conference of Governmental Industrial Hygienists"), ACGIH, define dois valores limites, ambos denominados de TLV ("**T**hreshold **L**imit **V**alues"). O primeiro, denominado de TLV-TWA ("**T**ime **W**eighted **A**verage"), considera a concentração média, ponderada pelo tempo, para um dia normal de 8 horas e uma semana de 40 horas, à qual é possível uma exposição continuada sem o desenvolvimento de efeitos adversos. O outro, denominado TLV-STEL ("**S**hort **T**erm **E**xposure **L**imit"), constitui o limite máximo de concentração à qual é possível uma exposição durante um período de 15 minutos, não mais que quatro vezes ao dia sem o desenvolvimento de efeitos adversos*. A Tabela 12.5 apresenta valores de TLV para alguns refrigerantes considerados neste capítulo sugeridos pela ACGIH e pelo PAFT, além da referência 7. TLVs dos demais refrigerantes halogenados não estão disponíveis.

Tabela 12.5— Valores limite para diversos refrigerantes[8].

Refrigerante	TLV [ppm]	
	TWA	STEL
R-12	1.000	1.250
R-22	1.000	1.250
R-32[a]	1.000	-
R-123[a]	10 a 30	-
R-125[a]	1.000	-
R-134a[a]	1.000	-
R-502[b]	1.000	-
Amônia	25	35
Butano	800	-
Bióxido de Carbono	5.000	15.000

[a] Sugerido pelo PAFT.
[b] Sugerido pela referência 7.

** De acordo com a ACGIH, tais efeitos consistem em: (1) irritação; (2) danos crónicos ou irreversíveis nos tecidos; (3) narcose a um nivel capaz de acarretar um acidente pessoal, de impedir um auto salvamento ou mesmo de reduzir a eficiência no trabalho.*

No caso da amônia, uma série de recomendações relativamente antigas é apresentada na Tabela 12-6, impondo limites menos severos que os das duas normas anteriores.

Tabela 12.6— Resposta fisiológica ao vapor de amônia[9].

Exposição	Quantidade (ppm)
Concentração mínima percebida pelo cheiro	53
Concentração máxima para exposição prolongada	100
Concentração máxima para 1/2 a 1 hora de exposição	300-500
Concentração mínima que provoca irritação na garganta	408
Concentração mínima que provoca irritação nos olhos	698
Concentração mínima que provoca tosse	1.720
Concentração perigosa para 1/2 hora de exposição.	2.500-4.500
Concentração fatal em curto período de exposição	5.000-10.000

Concluindo, recomenda-se o manuseio cuidadoso de todos os refrigerantes. Mesmo os halogenados, considerados os mais seguros, podem ser perigosos em concentrações elevadas. Os hidrocarbonetos, por outro lado, são combustíveis, recomendando-se o seu uso em instalações adequadamente preparadas para evitar chamas e faíscas. A amônia é o mais tóxico dos refrigerantes industriais, apresentando limites de inflamabilidade intermediários entre os dos compostos halogenados e os dos hidrocarbonetos. Entretanto, limites de inflamabilidade da ordem de 16% a 25% em volume no ar correspondem a concentrações de 160.000 a 250.000 ppm, o que implica em concentrações de 500 a 1.000 vezes a concentração tóxica. Em outras palavras, nenhum ser humano resistiria a uma atmosfera de amônia capaz de provocar uma explosão, razão pela qual alguns profissionais ligados à refrigeração industrial acreditam que alguns acidentes considerados como explosões de amônia foram, na realidade, rupturas de tubulações ou de reservatórios.

12.7 — Compatibilidade com materiais

Ao longo do circuito frigorífico, o refrigerante fica exposto a materiais diversos, tais como elastômeros, plásticos, metais, vernizes do enrolamento do motor de acionamento do compressor e o próprio óleo de lubrificação. Pela sua importância, a interação com o óleo de lubrificação será objeto de análise em separado, na seção 8. Este tema tem sido largamente discutido nos últimos anos, associado aos novos refrigerantes alternativos aos CFCs, que, em virtude de sua incompatibilidade com os óleos minerais, impuseram a introdução de novos óleos sintéticos em aplicações frigoríficas. A seguir, será analisada de forma sumária a interação dos refrigerantes com os materiais acima relacionados. Uma discussão razoavelmente pormenorizada pode ser encontrada na referência 3 e, principalmente, na 10.

- ***Metais***

Com algumas exceções, refrigerantes halogenados podem ser usados com a maioria dos metais mais comuns, como aço, ferro fundido, latão, cobre, etc. Sob determinadas condições, alguns metais podem catalisar reações tais como a hidrólise e a decomposição térmica dos refrigerantes. Não se recomenda magnésio, zinco e ligas de alumínio contendo mais de 2% de magnésio em sistemas que operem com refrigerantes

halogenados, mesmo com a presença de somente traços de água[5]. Não se deve utilizar cobre, latão ou outras ligas de cobre em instalações de amônia.

• ***Elastômeros***

O contato de refrigerantes, óleo de lubrificação ou ambos pode alterar significativamente as propriedades físicas ou químicas de elastômeros. Alguns elastômeros não são adequados para uso em contato com refrigerantes em virtude da excessiva variação dimensional (aumento ou diminuição de volume). Assim, por exemplo, alguns elastômeros à base de neoprene tendem a "inchar" na presença de HFCs. O refrigerante R-123 (um HCFC) afeta os nitrilos no mesmo sentido[3,10]. Como os elastômeros são freqüentemente empregados em vedações, sugere-se que o produtor ou fornecedor do refrigerante seja consultado antes da aplicação de um elastômero em circuito frigorífico.

• ***Plásticos e vernizes***

Como regra geral, o efeito de refrigerantes sobre plásticos diminui com a redução de átomos de cloro na molécula ou, em outras palavras, com o aumento de átomos de flúor. Assim, por exemplo, o R-11 afeta mais os plásticos em geral que o R-12, e este mais que o R-13. Antes de usar um determinado plástico, recomenda-se um teste de compatibilidade com o particular refrigerante. No limite, duas amostras diferentes do mesmo plástico podem apresentar efeitos distintos, em virtude de diferenças na sua estrutura molecular[10].

Vernizes são usados como aplicações ao enrolamento (estatores) dos motores elétricos de compressores herméticos (e semi herméticos). Os vernizes são curados a temperaturas entre 135° C e 180° C, conferindo uma certa rigidez e isolamento elétrico ao enrolamento. Compostos químicos os mais variados são usados como vernizes, sendo importante verificar a compatibilidade dos mesmos com os refrigerantes com que entrarão em contato.

12.8 — Interação com o óleo de lubrificação[10]

Em qualquer sistema frigorífico, o refrigerante entra em contato com o óleo de lubrificação do compressor, o qual acaba sendo arrastado para as distintas regiões do circuito. Assim, dado que a interação do óleo com o refrigerante e da misturas de ambos com os distintos materiais com que entram em contato pode afetar a integridade da instalação, a seleção do óleo mais adequado deve ser cuidadosamente considerada. Embora esse seja um aspecto da alçada dos fabricantes de compressores, o projetista e o operador de uma instalação frigorífica devem ter conhecimentos básicos do comportamento das misturas refrigerante/óleo, como forma de entender alguns critérios e procedimentos de projeto ou interpretar certas situações de emergência durante a operação da instalação. A substituição dos CFCs envolveu um processo de procura e desenvolvimento de óleos adequados aos novos refrigerantes, razão pela qual a comunidade técnica foi recentemente exposta a um sem número de publicações técnicas cuja correta interpretação exigia um certo nível de conhecimento sobre o tema.

O presente texto, dirigido às aplicações industriais, não é o contexto adequado para uma discussão mais detalhada da físico-química das soluções refrigerante/óleo. Assim, a presente seção abordará de forma sucinta alguns temas considerados importantes, tais como os tipos de óleo de lubrificação, suas características, solubilidade com os refrigerantes e reações químicas.

As funções do óleo em um compressor, além da lubrificação das partes móveis, são o resfriamento e, em alguns casos, a vedação entre regiões de alta e baixa pressão, como nos compressores alternativos e parafuso. Dois tipos básicos podem ser encontrados no mercado: os minerais, com suas distintas composições, e os sintéticos. Destes, devem ser destacados os alquil benzenos, os glicóis poli alcalinos, popularmente conhecidos pelas iniciais do seu nome em inglês, PAG, e os ésteres poliólicos, conhecidos por POE, iniciais do nome em inglês. Os óleos minerais se caracterizam por três composições básicas, dependendo da cadeia de sua molécula: os naftênicos, os parafínicos e os aromáticos.

Em virtude de apresentarem moléculas aromáticas, os óleos álquil benzenos se caracterizam por uma boa solubilidade com os refrigerantes R-22 e R-502. Em certos casos, utilizam-se misturas dos óleos álquil benzenos com os minerais de base naftênica, constituindo os denominados óleos semi-sintéticos. Estes são compatíveis com os refrigerantes da família dos HCFCs. Os refrigerantes da família dos HFCs, caracterizados por moléculas polares, não são compatíveis com os óleos minerais (não polares) e os álquil benzenos. Óleos sintéticos compatíveis com os refrigerantes dessa família foram introduzidos, destacando-se os POEs e os PAGs, que se caracterizam por elevada higroscopicidade, o que prejudica seu manuseio. Em virtude de sua elevada higroscopicidade, os PAGs tendem a concentrar significativas quantidades de água quando expostos ao ar (alguns milhares de ppm), podendo, com isso, causar problemas ao circuito frigorífico relacionados à corrosão e a à formação de placas de cobre ("copper plating") em locais inadequados. Além disso, os óleos PAGs tendem a se oxidar e são sensíveis a contaminantes contendo cloro, como, por exemplo, resíduos de R-12 num sistema frigorífico. Apesar disso, como observado anteriormente, a indústria de ar condicionado automotivo optou pelo uso desses óleos. A indústria frigorífica, em geral, parece ter se inclinado pelos óleos POE para a operação com refrigerantes da família dos HFCs. Esses óleos são menos higroscópicos que os PAGs e apresentam alguma tendência à hidrólise, além de serem incompatíveis com certos elastômeros.

A seleção do óleo de lubrificação do compressor de um sistema frigorífico requer o conhecimento de alguns de seus parâmetros físico-químicos, especialmente de sua viscosidade e do grau de miscibilidade com o refrigerante. O tipo de óleo e sua viscosidade devem ser claramente especificados pelo fabricante do compressor. A viscosidade do óleo varia com o tipo de compressor e o tipo de circulação do mesmo (por salpico ou bomba), além, é claro, da temperatura de operação. No que diz respeito à miscibilidade com o refrigerante, de início, é importante esclarecer que, neste texto, esse termo será considerado sinônimo da solubilidade, ambos indicando o grau com que o refrigerante e o óleo podem formar soluções. A miscibilidade com o refrigerante é uma característica importante para garantir o adequado retorno do óleo ao carter do compressor em circuitos que operam com refrigerantes halogenados. A amônia e o gás carbônico se caracterizam por reduzida solubilidade nos óleos minerais, razão pela qual, em sistemas industriais, procedimentos especiais de coleta do óleo acumulado nas regiões inferiores de separadores de líquido e seu adequado retorno ao carter do compressor devem ser previstos. Quanto à sua miscibilidade com o refrigerante, os óleos podem ser classificados como:

- miscíveis (ou solúveis), quando miscíveis em todas as proporções e temperaturas;

- parcialmente miscíveis (ou solúveis), quando miscíveis acima de determinada temperatura, denominada de temperatura crítica, para determinada composição;
- imiscíveis (ou insolúveis), quando não formam soluções homogêneas.

Os refrigerantes R-22 e R-502 são parcialmente solúveis em óleos minerais. Assim, para temperaturas inferiores à crítica e certas concentrações, formam-se duas fases líquido, uma rica em refrigerante e a outra em óleo de lubrificação. A Tabela 12.7 apresenta temperaturas críticas para misturas do R-22 com distintos óleos minerais.

Tabela 12.7— Temperaturas críticas para misturas de alguns óleos minerais com o refrigerante R-22.

Tipo de óleo	Viscosidade a 50°C [SSU]	Viscosidade a 50°C [mm^2/s]	Temperatura crítica [°C]
Base naftênica	63	11,2	–37,2
Base naftênica	60	10,2	–6,1
Base parafínica	138	29,3	Imiscíveis

A miscibilidade parcial entre o refrigerante e o óleo de lubrificação pode afetar a composição da solução, do que podem resultar efeitos indesejáveis em certas partes do circuito. Em evaporadores de expansão seca, as duas fases líquido podem formar emulsões promovidas pela turbulência do escoamento, o que não acarretaria maiores conseqüências. Entretanto, em evaporadores inundados ou separadores de líquido, a solução rica em óleo tende a acumular-se na parte superior, dificultando seu retorno ao compressor. O mesmo tipo de separação das fases líquido pode ocorrer no cárter do compressor durante paradas prolongadas. A fase rica em refrigerante se deposita no fundo envolvendo o girabrequim. Nessas condições, durante a partida do compressor, a lubrificação de mancais e bielas fica comprometida. Há, ainda, a considerar a possibilidade daquela solução rica em refrigerante vir a ser deslocada para outras regiões onde promoveria a lavagem do óleo, comprometendo a lubrificação.

12.9 — Análise comparativa entre a amônia e os refrigerantes halogenados

A opção entre a amônia e os refrigerantes halogenados pode ser imediata, dependendo da aplicação. Com efeito, a amônia, pelas suas características de toxicidade, pode ser proibida ou seu uso desaconselhado. Em certos casos, a legislação municipal regulamenta o uso da amônia, limitando-a a certos tipos de instalação. Como regra geral, sua utilização é restrita a localidades afastadas de áreas densamente povoadas. Pode-se, ainda, afirmar que, mesmo quando não existe legislação regulamentando o uso da amônia, não é prudente aplicá-la, por exemplo, nas cercanias de escolas, hospitais ou edifícios públicos. A amônia deve ter o seu uso restrito a instalações industriais onde a operação seja supervisionada por pessoal técnico especializado. Uma vez vencidas as barreiras da regulamentação, a amônia é um sério concorrente para os refrigerantes halogenados.

O primeiro aspecto a ser considerado na análise comparativa é o custo. Os preços

dos refrigerantes oscilam e dependem da quantidade adquirida. Entretanto, pode se afirmar que o preço da amônia é significativamente inferior, numa relação que pode variar entre 10 e 40, dependendo do refrigerante halogenado. O fator custo pode ser importante em instalações de grande porte, com cargas de refrigerante da ordem de dezenas de toneladas. A comparação em termos de custo é mais significativa na base volumétrica quando se considera que a instalação deve ser preenchida por um certo volume (não massa) de refrigerante. Neste caso, a amônia é ainda mais vantajosa, pois sua densidade é aproximadamente a metade daquela dos halogenados.

A Tabela 12.3 mostra a comparação em termos das vazões. Em virtude de apresentar um calor latente de vaporização superior, a vazão, para uma dada capacidade de refrigeração, de uma instalação de amônia é da ordem de 1/7 a 1/10 daquela correspondente aos refrigerantes halogenados. Essa característica é importante em sistemas com recirculação de líquido, implicando em menores potências de bombeamento para instalações de amônia. Em relação à vazão volumétrica de vapor a baixa pressão, todos os refrigerantes apresentam valores próximos. Apesar da vazão (massa) da amônia ser inferior, sua vazão volumétrica é da mesma ordem em virtude do volume específico de seu vapor ser superior ao dos demais refrigerantes. Nessas condições, se poderia concluir que o tamanho das linhas de vapor deveria ser aproximadamente o mesmo para todos os refrigerantes. Tal não se verifica em virtude do tamanho das linhas ser afetado por um fator adicional: a perda de carga em termos da queda na temperatura de saturação. A Tabela 12.8 ilustra essa queda para os distintos refrigerantes, para uma capacidade de refrigeração de 100 kW. A menor redução na temperatura de saturação se dá com a amônia, o que implica em linhas de vapor de menor diâmetro para esse refrigerante, caso a queda na temperatura de saturação seja adotada como critério de dimensionamento.

Tabela 12.8— Redução da temperatura de saturação na linha de aspiração para uma instalação operando às temperaturas de evaporação e condensação respectivamente iguais a –20°C e 35°C, para uma capacidade de refrigeração de 100 kW.

Refrigerante	Queda da temperatura de saturação, °C por 100 m tubo de aço	
	Diâmetro: 75 mm	Diâmetro: 100 mm
R-12	11,2	2,2
R-22	2,6	0,6
R-502	3,9	0,8
R-134a	9,8	1,9
R-404A	3,4	0,7
Amônia	0,4	0,1

A amônia se caracteriza por apresentar elevadas temperaturas de descarga, resultantes da compressão adiabática, o que constitui uma desvantagem. A fim de aliviar esse problema, compressores alternativos de amônia incorporam um resfriamento do cabeçote por circulação forçada de água. Compressores de parafuso, com injeção automática de óleo, não apresentam diferenças na temperatura de descarga dos refrigerantes aqui considerados.

A remoção de óleo do sistema se processa de maneira diferente em instalações de

amônia e de refrigerantes halogenados. No caso da amônia, não miscível com o óleo, este pode ser removido em regiões de baixa velocidade, onde se deposita. Em instalações de refrigerantes halogenados, o óleo está sempre em solução com o refrigerante líquido, de modo que sua remoção se processa juntamente com o refrigerante, o qual deve ser evaporado e devolvido ao sistema na linha de aspiração, ao passo que o óleo é enviado automaticamente de volta ao compressor.

A questão da água no refrigerante também apresenta significativas diferenças. Enquanto sistemas de amônia podem admitir pequenas quantidades de água, sua presença em refrigerantes halogenados pode causar o bloqueio, por congelamento, de válvulas de expansão e controladoras de nível. Em sistemas de amônia, a água permanece em solução de maneira semelhante aos sistemas de absorção. Evidentemente, a presença de água não é isenta de problemas, uma vez que a mesma tende a migrar para o evaporador, onde ocorrem temperaturas baixas que podem causar o seu congelamento. Apesar disso, sistemas de amônia ainda podem tolerar pequenas quantidades de água, como observado.

Para concluir esta análise, uma referência deve ser feita à questão do odor, ao qual estão relacionadas concentrações tais que sensibilizam o olfato de indivíduos, mas em níveis suficientemente baixos para não atingir os limites de toxicidade. A amônia apresenta um odor característico, ao passo que os compostos halogenados são praticamente inodoros. O odor pode ser utilizado com vantagens na detecção de vazamentos. Instalações industriais de grande porte, operando com refrigerantes halogenados, podem perder toneladas de refrigerante por vazamentos, antes que os operadores se apercebam da fuga. No caso da amônia, embora a reação instintiva quando de um vazamento seja a de deixar o local, este pode ser rapidamente controlado desde que o pessoal de manutenção utilize vestimenta adequada.

Finalmente, pode se afirmar que a amônia apresenta diversas vantagens em relação aos refrigerantes halogenados, sendo a toxicidade sua principal desvantagem.

REFERÊNCIAS

1. McLinden, M. O. e Didion, D. A., 1988, "The Serach for Alternative Refrigerants – A Molecular Approach," Status of CFCs – Refrigeration, Systems, and Refrigerant Properties, Conferência, International Institute of Refrigeration, Purdue University, pp 91-100.
2. "Norma ASHRAE 34-92, Number Designation of Refrigerants and Safety Classification of Refrigerants," American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA, 1992.
3. "ASHRAE Handbook of Fundamentals 1997," American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, , Atlanta, GA.
4. Sand, J. R. e Andrjeski, D. L., 1982, "Combustibility of Chlorodifluoro-Methane," ASHRAE Journal, maio/1982,pp. 38-40.
5. "HCFC-123", Folheto distribuído pelo "Programme for Alternative Fluorcarbone Toxicity Testing", última versão, setembro/1995.
6. Nuckolls, A. H., 1933, "The Comparative Life, Fire, and Explosion Hazards of Com-

mon Refrigerants," Miscellaneous Hazard Nº 2375, Underwriters Laboratory, Northbrook, IL.

7. "Safety of Freon, "Refrigerants, Bulletin S-38, E. I. Du Pont de Nemours & Co., Wilmington, DE, 1985.
8. "Threshold Limit Values and Biological Exposure Indices for 1985-86," American Conference of Governmental Industrial Hygienists, Cincinnati, OH, 1985.
9. "Wallace, Atmospheric Emissions and Control, Ammonia Plant Safety, Vol. 21, pp. 51-56, 1979.
10. "ASHRAE Handbook of Refrigeration 1998," American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE, Atlanta, GA, 1998.

Referências complementares não citadas

(1) Boletins Técnicos da DuPont de Nemours&Co.: T-125-SI; T-MP39-SI; T-MP66-SI; T-HP62-SI; T-HP80-SI; P-123; P-MP; P-HP; ART-18.

(2) Boletins Técnicos da Elf Atochem: CI/2094/08-94; CI/2088/06-93; CI/49412/03-95.

CAPÍTULO 13 SEGURANÇA

13.1 — Introdução

O projeto e operação de uma instalação frigorífica envolve aspectos entre os quais a segurança certamente é o mais importante. A eficiência de uma instalação só deve ser considerada uma vez satisfeitas as premissas de segurança, cujo principal objetivo é a proteção do pessoal de operação e manutenção, bem como das pessoas que circulam ou habitam nas vizinhanças. Deve-se, ainda, considerar que acidentes comprometedores da segurança apresentam o potencial de interromper a operação, além de exigirem reparos, o que implica em perdas materiais e econômicas.

Uma instalação segura resulta da combinação de três aspectos: projeto cuidadoso, manutenção periódica e adequada e, finalmente, operação eficaz. Muitos acidentes ocorrem em instalações antigas, afetadas por diversas violações das normas de segurança e operando com equipamentos inadequados. Em certos casos os proprietários não têm consciência do estado da instalação, entretanto, é inadmissível que a segurança dos funcionários seja colocada em risco para propiciar um lucro maior.

Uma responsabilidade inerente ao projetista do sistema é a de observar as normas de segurança. Além disso, ele deve procurar dispor o equipamento de modo a permitir fácil acesso para manutenção. A este respeito, pode-se afirmar que uma boa manutenção consiste em observar componentes e equipamentos, além de reparar ou substituir aqueles que apresentem uma operação deficiente. Programas de manutenção são adotados em certas instalações, prevendo-se inspeções com determinada freqüência, referida a um certo número de horas de operação de determinados equipamentos.

O técnico responsável pela operação é o que corre maior risco de ser afetado por um acidente, que, freqüentemente, acontece durante trabalhos de reparação. Acidentes ocorrem mesmo que as devidas precauções tenham sido tomadas, incluindo o uso de ferramentas apropriadas e a adoção de procedimentos corretos. Infelizmente, certos acidentes são provocados por procedimentos inadequados, podendo ter sido evitados por um adequado treinamento do pessoal técnico, aspecto que é da responsabilidade do supervisor.

O projeto e operação de uma instalação segura devem, certamente, referir-se a

algum tipo de norma, cujo principal objetivo deve ser a proteção das pessoas. Um número significativo de normas tratando da segurança de instalações frigoríficas pode ser encontrado a nível internacional, destacando-se aquelas elaboradas em países como os Estados Unidos da América e da União Européia como França e Inglaterra. Nessa região, a tendência é a de unificação das normas regionais em européias, que, em linhas gerais, não diferem das normas ISO correspondentes. A Tabela 13.1 apresenta uma relação de normas relativas à segurança de instalações frigoríficas publicadas por alguns países. As distintas normas apresentam pequenas diferenças entre si, sendo, de modo geral, muito similares em escopo e procedimentos. No Brasil, infelizmente, até a data de publicação da presente edição, não foi elaborada uma norma específica tratando da segurança de instalações frigoríficas. Há um projeto de norma baseado na ISO 5149/19931 (E), "Requerimentos de Segurança. Sistemas Mecânicos de Refrigeração Usados para Arrefecimento e Aquecimento"[1], referido na Tabela 13.1, além de uma da ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas), relativa a vasos de pressão, a NBR 13598/1996, "Vasos de Pressão para Refrigeração"[2]. Dada a carência de normas nacionais, o presente capítulo será desenvolvido com base na norma americana ANSI/ASHRAE 15/1992, "Safety Code for Mechanical Refrigeration"[3], uma das mais completas, que, por sinal, foi tomada como referência para o desenvolvimento do capítulo sobre segurança da primeira edição.

Tabela 13.1— Relação de normas relativas à segurança de instalações frigoríficas publicadas em distintos países.

País	Código da norma	Título
Brasil	NBR 13598/1996[2]	Vasos de Pressão para Refrigeração
EUA	ANSI/ASHRAE 15/1992[3]	Safety Code for Mechanical Refrigeration
	ANSI/IIAR 2/1999[7]	Equipment, Design, and Installation of Ammonia Mechanical Refrigerating Systems
	ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII[4]	Rules for Construction of Pressure Vessels, Division 1, 1989
Inglaterra	BS 4434 Part 1: 1989	Specifications for Requirements for Refrigeration Safety, General (mais 3 normas específicas de mesmo código)
França	NF EN 378-2000*	Refrigerating Systems and Heat Pumps-Safety and Environmental Requirements (é constituída de 4 normas específicas)
Canadá	B52-M1983	Mechanical Refrigeration Code
Internacional	ISO 5149/1993 (E)[1]	Requerimentos de Segurança - Sistemas Mecânicos de Refrigeração Usados para Arrefecimento e Aquecimento (tradução pelo grupo de Componentes para Refrigeração e Condicionamento de Ar, ABIMAQ, 1995)

* NF-Norma francesa (AFNOR); EN-Norma européia

13.2 — A Norma ANSI/ASHRAE 15/1992[3]

As seções introdutórias tratam do escopo e definições de termos. Segue-se a caracterização do local da instalação frigorífica, Seção 4, cuja classificação está relacionada à habilidade de pessoas responderem a situações de exposição ao refrigerante. Definem-se sete locais distintos, incluindo os institucionais, residenciais, comerciais, industriais, etc. A Seção 5 trata da caracterização dos sistemas frigoríficos, classificando-os em : (1) direto; (2) indireto fechado; (3) indireto fechado com respiro no circuito secundário; (4) indireto com fluido secundário em contato com ar ou outra substância; (5) indireto com dois circuitos secundários, um deles aberto. Outro tipo de classificação introduzido nesta seção se refere ao nível de probabilidade de fugas de refrigerante afetarem a área ocupada de acordo com a classificação da Seção 4. Nesse sentido, são definidos dois sistemas excludentes entre si: o de alta e o de baixa probabilidade. A seção seguinte se refere à norma ANSI/ASHRAE 34/1992, "Number Designation and Safety Classification of Refrigerants", referida no Capítulo 12, abordando a classificação dos refrigerantes quanto aos aspectos de segurança. A Seção 7 é uma das mais importantes, envolvendo critérios (relacionados à segurança) para a seleção dos refrigerantes. Nesse sentido, apresentam-se duas tabelas, uma indicando a massa recomendada por unidade de volume de cada refrigerante (de uma lista relativamente extensa) e a outra indicando a que regra de uso deve satisfazer o refrigerante (Seção 7 – Regras) em função de sua classificação quanto à localização da instalação e ao seu nível de "segurança", estabelecido pela norma ANSI/ASHRAE 34/1992. O ponto alto da Seção 7 são as regras para aplicação, estabelecendo condições e limites quanto à quantidade de refrigerante. As seguintes seções abordam temas relacionados a componentes e equipamentos, alguns dos quais serão considerados neste capítulo, além de procedimentos de instalação. A seguir são citados de forma sumária os distintos tópicos abordados nessas seções.

Seção 8: Projeto e construção, tratando de materiais, pressão de projeto, vasos de pressão, tubulações, conexões, válvulas e partes relacionadas, manutenção, testes de fábrica e, finalmente, da placa de identificação.

Seção 9: Dispositivos de controle da pressão.

Seção 10: Proteção do sistema quanto a pressões excessivas, tratando dos diversos dispositivos de alívio, da proteção de vasos de pressão e das descargas de amônia e gás sulfuroso, além da proteção de compressores de deslocamento positivo.

Seção 11: Exigências de instalação, tratando de tópicos como acessos, conexões de água, iluminação, segurança relacionada a equipamentos e componentes elétricos, componentes que utilizam gás combustível, sistemas de dutos de ar condicionado, localização das tubulações de refrigerantes, casas de máquinas, descarga de emergência de refrigerantes e procedimentos de purga.

Seção 12: Testes de campo.

Seção 13: Disposições gerais.

Como observado anteriormente, as seguintes seções deste capítulo serão dedicadas a uma análise das principais recomendações das normas, especialmente da ANSI/ASHRAE 15-1992. Nos casos em que uma norma brasileira estiver disponível, suas recomendações serão igualmente comentadas.

13.3 — Vasos de pressão

As seções precedentes foram dedicadas a uma análise sumária das normas internacionais sobre segurança de instalações frigoríficas. O material que será apresentado a seguir incorpora a essência dessas normas, atendo-se, na maioria dos casos, ao próprio texto da norma. Inicialmente serão considerados os reservatórios pressurizados, ou vasos de pressão de acordo com a norma NBR 13598/1996, abordando certos procedimentos relacionados com a segurança sem, entretanto, dar excessiva ênfase a detalhes de fabricação.

Um vaso de pressão é definido pela norma ANSI/ASHRAE 15/1992 como um invólucro destinado a armazenar refrigerante na instalação frigorifica. Essa definição exclui evaporadores compartimentados com volumes individuais inferiores a 14 litros, serpentinas (evaporadores ou condensadores), compressores, controles, cabeceiras (distribuidores), bombas e tubulação. A NBR 13598/1996 adota definição semelhante, não fazendo, entretanto, menção à tubulação. Como os vasos de pressão são regulamentados pela norma brasileira, esta será referida nas considerações apresentadas a seguir.

A pressão de projeto é o principal parâmetro característico de um vaso de pressão. Segundo a NBR 13598/1996, a pressão de projeto não deve ser inferior àquelas que são exercidas pelo refrigerante em todas as condições de operação, incluindo o transporte e a inatividade da instalação. Depende, portanto, do tipo e localização do refrigerante, isto é na região de baixa ou de alta pressão da instalação. Na Tabela 13.2 são apresentadas as pressões de projeto mínimas para alguns dos refrigerantes mais conhecidos, segundo recomendações da norma NBR 13598/1996. A pressão sugerida é a de saturação correspondente à temperatura indicada. Como se observa na tabela, a pressão de projeto de reservatórios do lado de baixa pressão é relativamente reduzida. Entretanto, certos projetistas preferem especificar pressões de projeto típicas de reservatórios da região de alta pressão. Tal prática se justifica em virtude da possibilidade de utilização do reservatório no armazenamento de refrigerante da instalação em períodos de interrupção da operação, caso em que a pressão de projeto deve corresponder à região de alta pressão. Como regra geral, os projetistas arredondam para cima os valores sugeridos pela normas. Os fabricantes, por seu turno, trabalham com espessuras padrão (comerciais) do material, as quais, quando combinadas ao diâmetro do reservatório, determinam os limites de pressão. Nessas condições, a espessura final do reservatório pode resultar algo superior àquela correspondente à pressão de projeto, aspecto que favorece a segurança.

A norma NBR 13598/1996 especifica a realização de dois tipos de ensaio de fabricação: o de resistência mecânica, realizado de acordo com a norma do projeto, e o pneumático de estanqueidade, realizado à pressão de projeto, nunca superior àquela especificada pela norma de projeto. Segundo a norma brasileira, o ensaio hidrostático de inspeção somente deve ser realizado na eventualidade de reparos e/ou ocorrências que comprometam a integridade do equipamento.

Os reservatórios podem ser qualificados pelo trabalho de solda, rigidamente regulamentado por norma, envolvendo tanto os procedimentos quanto o soldador. Para que os procedimentos sejam considerados adequados não basta, por exemplo, que os materiais de solda recomendados sejam adotados. O soldador deve, também, ser qualificado para o tipo de solda adotado (tubulações, conexões, carcaças, etc.).

Outro aspecto regulamentado pelas normas é o que diz respeito às placas de identificação. A norma NBR 13598/1996 não foge à regra, apresentando uma série de

Tabela 13.2— Pressões de projeto mínimas segundo recomendações da norma NBR 13598/1996.

Refrigerante	Pressão absoluta mínima de projeto [kPa]		
	Região de baixa pressão	Região de alta pressão	
	45°C	Condensação a ar 65°C	Condensação a água 54°C
R-11	203	356	263
R-12	1.084	1.698	1.335
R-22	1.728	2.698	2.125
R-502	1.880	2.883	2.291
R-134a	1.160	1.880	1.455
R-123	182	329	240
R-290	1.530	2.322	1.856
R-404A	2.047	3.199	2.515
R-410A	2.717	4.260	3.345
R-717	1.786	2.947	2.255

requisitos para sua fixação, entre eles, a exigência de que seja visível e instalada em uma área de fácil acesso. No caso de vasos dotados de isolamento térmico, a norma sugere a aplicação da placa em suportes, de forma a permitir a remoção do isolamento sem danificá-la.

13.4 — Tubulações e válvulas

No projeto e instalação de tubulações, recomenda-se a adoção da norma ASME "Code for Pressure Piping"[5], a qual, além de recomendações gerais, sugere as seguintes precauções, discutidas em detalhe mais adiante:

- A retenção de líquido entre duas válvulas fechadas deve ser cuidadosamente considerada, em virtude da expansão volumétrica resultante de sua dilatação ou mesmo evaporação. Dispositivos de alívio devem ser previstos para esses trechos de tubulação.
- Golpes de aríete ou de líquido, resultantes de condições internas ou externas, devem ser considerados no projeto da tubulação e seus acessórios.
- A tubulação deve ser disposta e ancorada de modo a suportar vibrações.
- A tubulação deve ser projetada de modo a resistir às forças de reação resultantes da carga ou descarga de fluidos.

A primeira precaução foi sugerida em virtude das freqüentes rupturas da tubulação resultantes da retenção de líquido entre duas válvulas fechadas e sua conseqüente expansão quando aquecido. As pressões desenvolvidas podem atingir valores suficientemente elevados para causar tanto a ruptura da tubulação quanto das válvulas. A Fig. 13.1 ilustra algumas situações em que o líquido pode ser retido entre duas válvulas. No caso da Fig. 13.1a, as válvulas são de bloqueio, sendo necessária a instalação de um dispositivo de alívio com descarga direta ou indireta para a atmosfera, como indicado.

Uma situação algo mais sutil é a da Fig. 13.1b, típica de instalações com bombas em paralelo, em que cada uma delas é dotada de uma válvula de retenção na descarga, como nos sistemas com recirculação de líquido. Se a válvula de solenóide, que controla a alimentação das serpentinas, for fechada, líquido pode ficar retido entre as válvulas durante os períodos de inatividade da serpentina.

Outro exemplo é o ilustrado na Fig. 13.1c, em que a válvula da direita controla a pressão a jusante. Quando esta assume valores elevados, a válvula permanece fechada, comportando-se como uma de bloqueio. Uma situação especial envolvendo a retenção de líquido é a que se verifica numa válvula de esfera, na qual líquido fica retido na cavidade esférica durante o fechamento. Essa é a razão pela qual muitas dessas válvulas são dotadas de um selo ou de um pequeno furo que permite o alivio do interior da esfera para a região a montante quando a pressão se eleva a níveis incompatíveis com a segurança da válvula.

Golpes de aríete ou de líquido, também conhecidos como "forças de impacto", estão relacionados a elevações súbitas de pressão, resultantes de uma interrupção repentina do escoamento, como a que ocorreria, por exemplo, durante o fechamento de uma válvula. Uma estimativa do pulso de pressão pode ser obtida considerando o líquido como um pistão em movimento, como ilustrado na Fig. 13.2. Quando a válvula se fecha, ocorre uma súbita elevação da pressão que se propaga rapidamente a montante, resultando uma força (na direção axial) igual à taxa de variação da quantidade de movimento do pistão, isto é,

$$pA = \frac{(\text{massa})(\text{velocidade original} - 0)}{(\text{tempo necessário para parar o líquido})}$$

onde p = pressão
A = área da seção transversal.

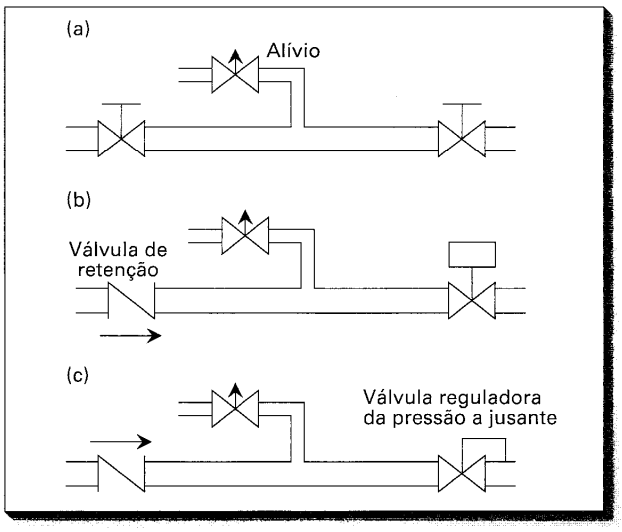


Figura 13.1 — Retenção de líquido entre duas válvulas: a) de bloqueio; b) uma de retenção e a outra de bloqueio manual ou de solenóide; c) uma de retenção e a outra reguladora da pressão a jusante.

Como a massa é igual ao produto da densidade do líquido pelo volume do pistão e este o produto da área da seção transversal pelo comprimento da região ocupada pelo líquido, L,

$$p = \frac{\rho LV}{\text{tempo}} \qquad (13\text{-}1)$$

Exemplo 13.1

Refrigerante 22 líquido se desloca a uma velocidade de 2 m/s no interior de um tubo de 20 m de comprimento, sendo levado ao repouso pelo fechamento de uma válvula de solenóide em 0,02 s. Qual deve ser a pressão desenvolvida no tubo?

Solução

Aplicando a Eq. (13-1), resulta:

$$p = \frac{(20\text{m})(1.286\ \text{kg/m}^3)(2\ \text{m/s})}{0{,}02\ \text{s}}$$

$$p = 2.572.000\ \text{Pa} = 2.572\ \text{kPa}$$

O pulso de pressão resultante no Exemplo 13.1 não é suficiente para causar a ruptura da tubulação. Entretanto, em aplicações onde a velocidade do líquido possa assumir valores mais elevados ou o fechamento da válvula ocorra em um intervalo de tempo menor, a tubulação pode ser abalada a cada fechamento de válvula. Deve-se, ainda, observar que, além da inconveniência causada à tubulação, o golpe de aríete pode danificar a própria válvula. Uma solução mais razoável para esse problema seria a adoção de velocidades inferiores de líquido, uma vez que a instalação de uma válvula de alívio, como indicado na figura, acarretaria uma fuga de refrigerante a cada pulso de pressão.

A última precaução sugerida no início da seção está relacionada aos efeitos dinâmicos resultantes de alívios de pressão. O exemplo da Fig. 13.3 ilustra tais efeitos para o caso da linha bifásica (líquido/vapor) de retorno em um sistema com recirculação de líquido, no instante em que o degelo por gás quente é concluído. Nesse instante, a

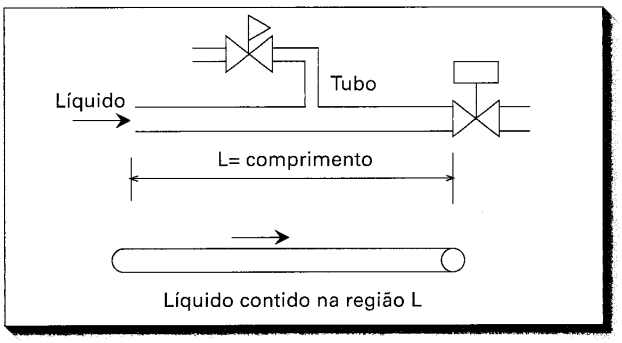


Figura 13.2 — Fechamento de uma válvula em uma tubulação de líquido, com conseqüente elevação súbita de pressão (golpe de aríete).

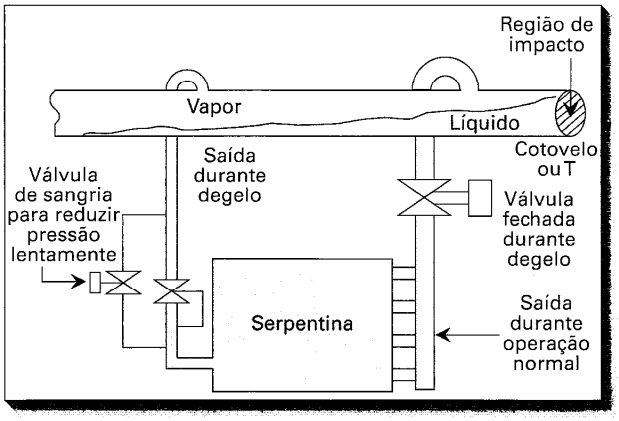


Figura 13.3 — Líquido projetado a alta velocidade contra o cotovelo de uma tubulação por vapor aliviado de uma região a pressão mais elevada.

pressão do vapor na serpentina é, geralmente, superior àquela reinante na linha bifásica de retorno. Em conseqüência, ocorre uma descarga de vapor misturado a refrigerante líquido da serpentina para a linha de retorno. A elevada velocidade do vapor na linha de retorno faz com que refrigerante líquido seja arrastado, projetando-o, por exemplo, contra um T ou um cotovelo. Nessas condições, a velocidade adquirida pelo líquido pode atingir valores muito superiores àquela do Exemplo 13.1, comprometendo a parede da tubulação. Esse mecanismo parece ser o responsável por um significativo número de rupturas de tubulação.

A Fig. 13.3 ilustra o caso de uma serpentina inundada no instante em que o degelo é concluído. Situação semelhante pode ocorrer em serpentinas de expansão direta, onde líquido pode ser arrastado a alta velocidade na linha de aspiração em conseqüência da descarga de vapor da serpentina. Uma forma de contornar tal problema é a instalação de uma válvula de alívio (sangria) de abertura lenta, sendo acionada antes da abertura da válvula principal, como ilustrado na Fig. 13.3. Embora a instalação dessa válvula em cada serpentina não obedeça a critérios práticos, recomenda-se prever conexões para sua eventual utilização.

13.5 — Dispositivos de alívio

A instalação de dispositivos de alívio deve obedecer a critérios que satisfaçam os seguintes quesitos:

- onde instalá-lo;
- tipo mais adequado;
- número;
- região de alívio;
- pressão de ajuste;
- capacidade de descarga;
- diâmetro da tubulação de descarga, caso necessária.

A norma NBR 13598/1996 determina que todo dispositivo de alívio seja do tipo de "ação direta por pressão". Nesse sentido são considerados dispositivos de alívio as

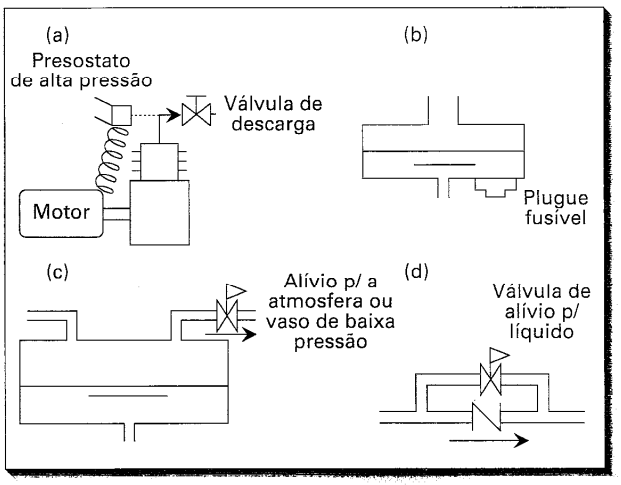
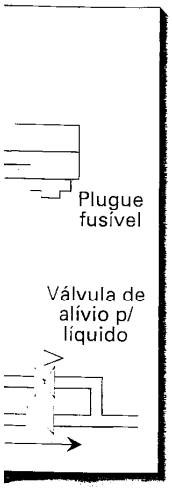


Figura 13.4 — Alguns dispositivos de segurança, controladores da pressão: a) limitador de alta pressão; b) plugue fusível, não utilizado em instalações industriais; c) válvula de alívio para vapor; d) válvula de alívio para líquido.

válvulas de segurança e de alívio, discos de ruptura e plugues (ou "tampões") fusíveis. A Fig. 13.4 apresenta alguns exemplos de dispositivos e sua instalação. Há, entretanto, uma clara diferença entre dispositivos limitadores de pressão e de alívio. Um exemplo dos primeiros pode ser encontrado na Fig. 13.4a, onde se mostra um limitador, conhecido como "pressostato de alta pressão", normalmente instalado na descarga de compressores. Sua atuação consiste em parar o compressor sempre que a pressão de descarga supere um valor pré determinado. Neste caso não há liberação de refrigerante. A Fig. 13.4b ilustra a instalação de um plugue fusível, que consiste de uma abertura selada por uma liga de baixo ponto de fusão. Quando instalado em um reservatório em contato com o refrigerante líquido, a liga se funde quando a temperatura atinge um determinado valor. Essa temperatura é a de saturação correspondente à pressão reinante no reservatório. O plugue fusível não é recomendado para depósitos de grande porte, pois, uma vez acionado, permite a fuga da carga de refrigerante. De acordo com a norma NBR 13598/1996, o plugue fusível pode ser instalado acima ou abaixo da linha de refrigerante líquido, exceto em vasos situados na região de baixa pressão, caso em que determina a instalação na região de vapor, sem isolamento térmico.

Os dispositivos de alívio mais populares são aqueles constituídos por válvulas atuadas por molas, uma aplicação dos quais é ilustrada nas Figs. 13.4 c, d, onde o alívio é realizado nas regiões de vapor e de líquido, respectivamente. A NBR 13598/1996 sugere que as válvulas de segurança ou discos de ruptura sejam instalados acima do nível de líquido. Por outro lado, o efeito de alívio pode ser conseguido com quantidades reduzidas de líquido. Válvulas de alívio de vapor devem ser instaladas em todos os reservatórios, incluindo condensadores e evaporadores do tipo carcaça-tubos. As conexões de ligação com o vaso devem ser instaladas acima da linha de líquido, sem a presença de válvulas de bloqueio, exceto válvulas de 3 vias associadas a dispositivo de duas saídas de alívio, como no caso da Fig. 13.5. A válvula de 3 vias deve operar de forma que somente uma saída de alívio de segurança permaneça aberta, nunca as duas simultaneamente. Sua utilização tem por objetivo proporcionar segurança mesmo quando um dos dispositivos de alívio esteja inoperante em virtude, por exemplo, da realização de testes ou de manutenção.



...ões") fusíveis. A ... Há, entretanto, ... Um exemplo ...tador, conhecido ...rga de compres- ...ssão de descarga ...frigerante. A Fig. ... abertura selada ...tório em contato ...um determinado ...mante no reser- ...porte, pois, uma ...a norma NBR ...a de refrigerante ...que determina a

...os por válvulas ...d, onde o alívio ...598/1996 sugere ...uma do nível de ...idades reduzidas ...os reservatórios, ...nexões de ligação ...ja de válvulas de ...s de alívio, como ...ere uma saída de ...ua utilização tem ...s de alívio esteja ...nção.

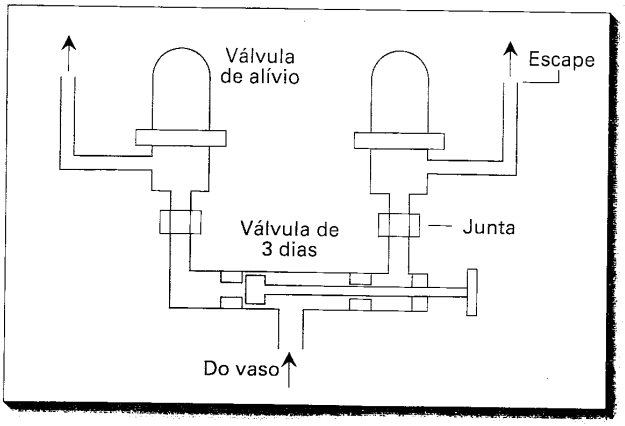


Figura 13-5 — Válvula de três vias para um dispositivo de alívio com duas saídas.

O alívio de líquido de uma região entre válvulas deve se realizar para outra região dotada de dispositivo de alívio. É comum o alívio de vapor para a atmosfera, embora seja possível realizá-lo de um reservatório de alta para outro de baixa pressão dotado de alívio para a atmosfera, do que se conclui que, pelo menos, uma região do sistema deve estar comunicada com o meio exterior.

A vazão descarregada por um dispositivo depende do comprimento e diâmetro da linha de alívio. De acordo com a NBR 13598/1996, o diâmetro não deve ser inferior ao da conexão do dispositivo. Em casos em que a linha de alívio é muito comprida, recomenda-se a adoção de um diâmetro superior àquele da conexão da válvula. A norma brasileira recomenda que a perda de pressão na linha de alívio, incluída a perda em uma válvula de 3 vias, se este for o caso, não exceda 3% da pressão de ajuste, para a máxima capacidade de descarga do dispositivo.

O número de dispositivos de alívio depende do tamanho do vaso. A NBR 13598/1996 contempla 3 situações:

(1) Vasos com volume interno inferior a 100 litros:

  (a) se $D_{interno} > 152$ mm, uma válvula de segurança;

  (b) se 76 mm $< D_{interno} <$ 152 mm, um plugue fusível ou válvula de segurança;

  (c) se $D_{interno} < 76$ mm, não há obrigatoriedade de uso de dispositivo de segurança.

(2) Vasos com volume interno entre 100 e 300 litros: uma válvula de segurança.

(3) Vasos com volume interno superior a 300 litros:

  (a) Duas válvulas de segurança associadas a uma válvula de 3 vias; cada válvula de segurança deve apresentar uma capacidade de descarga para a atmosfera suficiente para a região sendo atendida.

  (b) Uma única válvula de segurança, quando a descarga se dá para a região de baixa pressão. Neste caso, a região de baixa pressão deve ser dotada de válvulas de segurança com capacidade de descarga correspondente à totalidade das capacidades das válvulas da região de alta que descarregam na de baixa pressão.

A capacidade de descarga dos dispositivos de alívio, segundo a norma brasileira NBR 13598/1996, pode ser determinada de acordo como dois procedimentos distintos:

(1) Norma ANSI/ASHRAE 15/1992, de acordo com a qual,

$$C = fDL \qquad (13\text{-}2)$$

onde C = capacidade de descarga mínima do dispositivo de alívio, em kg de ar/segundo
D = diâmetro externo do reservatório, m
L = comprimento do reservatório, m
f = coeficiente que depende do refrigerante.

Valores do coeficiente f são apresentados na Tabela 13.3 para distintos refrigerantes, os quais não se aplicam caso combustíveis sejam usados a uma distância inferior a 6,1 m do vaso.

Tabela 13.3 — Valores do coeficiente f da Eq. (13-2).

Refrigerante	f
(A) Região de baixa pressão, carga de gás limitada, sistema em cascata	
R-170; R-744; R-1150	0,082
R-13; R-13B1; R-503	0,163
R-14	0,203
(B) Outras aplicações	
R-717 (amônia)	0,041
R-11; R-40; R-113; R-123; R-142b; R-152a; R-290; R-600; R-600a; R-611; R-764	0,082
R-12; R-22; R-114; R-134a; R-C318; R-500; R-1270	0,163
R-115; R-502	0,203

Na Eq. (13-2) verifica-se que a capacidade da válvula é proporcional ao produto do diâmetro, D, pelo comprimento, L, quando seria de esperar que a proporcionalidade se estabelecesse em relação ao volume do tanque, isto é, (constante) ($\pi D^2/4$) L. A forma da equação está relacionada ao fato de que o dimensionamento da válvula deve ser feito para controlar a pressão no interior do reservatório durante um incêndio, em cujo caso o parâmetro que deve afetar a descarga é o calor irradiado, proporcional ao produto LD. A válvula de alívio deve liberar o refrigerante a uma razão tal que o efeito de resfriamento promovido pela evaporação de líquido seja suficiente para manter a pressão de saturação interna em níveis adequados. O fluxo de calor admitido no desenvolvimento da Eq. (13-2) é de 10 kW/m^2. O coeficiente f leva em consideração o fator de conversão da vazão de ar em vazão de refrigerante, além de incluir o efeito do calor latente de vaporização dos distintos refrigerantes. Justifica-se, assim, o fato da amônia apresentar um valor de f inferior ao dos outros refrigerantes, uma vez que seu calor latente é muito superior, do que resulta uma taxa de descarga inferior através da válvula de alívio.

(2) Norma ISO 4126-1/1991, que recomenda a seguinte expressão:

$$Q_r = 10A/h_{lv} \qquad (13\text{-}3)$$

onde Qr = capacidade mínima de descarga requerida para o dispositivo, kg/s de refrigerante
A = superfície externa do vaso, m^2
h_{lv} = calor latente de vaporização do refrigerante à pressão de abertura do dispositivo de alívio, kJ/kg

Finalmente, a norma brasileira determina a identificação de válvulas de segurança com conexões de diâmetro superior a 12 mm, apresentando uma lista das características que devem ser informadas pelo fabricante.

13.6 — Ventilação da casa de máquinas

Todas as normas de segurança citadas na introdução fazem recomendações sobre o projeto das casas de máquinas e sua ventilação. Uma delas é a de que as portas devem selar hermeticamente a sala, que não deve apresentar quaisquer aberturas de comunicação com outras partes do edifício, impedindo-se, com isso, a fuga de refrigerante. Chamas não são permitidas, com exceção daquelas produzidas por fósforos, acendedores de cigarros ou lamparinas de detecção de vazamentos. A norma ANSI/ASHRAE 15/1992 não recomenda a presença permanente na casa de máquinas de dispositivos que produzam chamas ou de superfícies aquecidas a temperaturas superiores a 427°C. De acordo com essa norma, casas de máquinas que operam com refrigerantes do grupo A1 devem ser dotadas de um sensor para detectar níveis de oxigênio inferiores a 19,5% em volume. O sensor deve ser instalado em local adequado, além de atuar um sinal de alarme e a ventilação mecânica. Para os demais refrigerantes, um sensor detetor de refrigerante deve ser instalado em local adequado, devendo necessariamente atuar um alarme caso a concentração de refrigerante no recinto assuma um valor superior a um mínimo pré estabelecido, que, no caso da presente norma, é o correspondente ao TLV do refrigerante (ver Capítulo 12).

A ventilação de casas de máquinas pode ser efetuada através de ventiladores ("forçada" ou "mecânica", termo utilizado na literatura americana) ou "natural", através de áreas livres em portas ou janelas. Durante operação normal, a vazão de ar pode ser reduzida em relação àquela necessária em situações de emergência. Para tanto, recomenda-se a utilização de múltiplos ventiladores ou um único dotado de controle de rotação. A exaustão deve ser realizada para o exterior de forma a não causar inconvenientes nas regiões vizinhas. Dutos de suprimento e exaustão de ar devem servir exclusivamente a casa de máquinas.

Um dos aspectos de maior interesse é a avaliação da vazão de ar necessária para adequadamente ventilar uma casa de máquinas. As normas se referem de alguma forma a esse tema. Nesse sentido, a norma ANSI/ASHRAE 15-1992 é razoavelmente completa e explícita. Entretanto, no sentido de proporcionar uma visão mais abrangente dos requisitos de ventilação, a Tabela 13.4 apresenta correlações para a taxa mínima de ventilação de casas de máquinas sugeridas por distintas normas. Percebe-se que há uma relativa unanimidade entre as normas quanto à taxa de ventilação da casa de máquinas. No caso da norma ISO, a versão citada é uma tradução ao português, como observado anteriormente, cujo conteúdo à época da redação da presente edição se encontrava em exame. A versão final da norma brasileira poderá sofrer modificações

em relação ao valor sugerido na tabela 13.4, embora a tendência seja a de se adotar o procedimento da norma ANSI/ASHRAE.

Tabela 13.4 — Correlações para a taxa de ventilação forçada de casas de máquinas

Norma	Correlação
ANSI/ASHRAE 15/1992	$Q_{ventilação} = 70\ M_r^{0,5}$ (13-4) onde: $Q_{ventilação}$ = vazão de ar mínima necessária, litros/s M_r = massa de refrigerante no sistema de maior porte, uma parte do qual esteja alocada na sala de máquinas, kg.
ISO 5149-1993 (E)	Eq. (13.4)
ANSI/IIAR 2/1999 (amônia)	(1) Ventilação mecânica operando continuamente, adotar taxa de ventilação de situações de emergência. Esta pode ser obtida pelo maior valor proporcionado pelos seguintes critérios: (a) Eq. (13-4) (b) $Q_{ventilação} = 3V$ (13-5) onde V = volume do recinto, m^3
	(2) Ventilação em operação normal (não emergência), adotar o maior dos valores proporcionados pelos seguintes critérios: (a) 3 l/s por m^2 de área da casa de máquinas (b) Vazão necessária para limitar a 10°C a elevação da temperatura do ar em relação à do ambiente com base na carga interna da sala de máquinas

A norma ANSI/ASHRAE 15/1992 contempla situações em que a ventilação natural da casa de máquinas pode ser empregada. Nesse caso, a norma sugere que a área de aberturas seja avaliada pela seguinte expressão:

$$A_{livre} = 0,138\ M_r^{0,5} \qquad (13\text{-}6)$$

onde A_{livre} é a área livre recomendada das aberturas de ventilação em m^2. As aberturas devem estar localizadas de acordo com a densidade do refrigerante em relação à do ar.

No caso de instalações de amônia, recomenda-se a adoção de algumas precauções adicionais, como, por exemplo, a manutenção de todos os componentes no interior da casa de máquinas, com exceção, evidentemente, daqueles que devem ser exteriores, como tubulações e serpentinas. O ventilador da casa de máquinas deve operar continuamente, sendo dotado de um sistema de alarme, para aviso por ocasião de paradas. Outra possibilidade seria a de atuar o ventilador através de um detetor de amônia, ajustado, por exemplo, para uma concentração de 40.000 ppm. Esse mesmo detetor também se encarregaria de acionar o alarme. A exaustão de ar deve ser realizada de forma a garantir uma boa dispersão na atmosfera, levando-se em conta o escoamento do ar ao redor do edifício, ventos predominantes e estruturas vizinhas. Caso a dispersão direta na atmosfera não seja possível, o ar exaurido deve ser "lavado" em água. A norma ANSI/IIAR 2/1999 recomenda o uso de um sistema de aspersão (spray), prevendo-se uma vazão de água de 1 m^3/s para cada 750 m^3/s de ar exaurido.

13.7 — Proteção contra incêndios em câmaras refrigeradas

Incêndios em ambientes refrigerados são raros, mas, quando ocorrem, podem ter sérias implicações econômicas. A perda mais significativa pode ser a do produto, cujo custo, em alguns casos, pode atingir valores de 5 a 10 vezes o do edifício. À primeira vista pode parecer que câmaras refrigeradas de baixa temperatura não contenham material inflamável suficiente para causar um incêndio. Entretanto, tal conclusão é precipitada a julgar pelo que se constata no campo. Um levantamento realizado em câmaras frigorificadas constatou que, em uma delas, de 20.000 m^3 de volume, havia 100.000 kg de madeira em estrados (assoalho), 150.000 kg em caixas de papelão e 7.000 kg de material plástico para empacotamento[12]. Além disso, deve-se considerar que muitos isolantes térmicos são combustíveis, inclusive os constituídos de espumas celulares. Entre estas encontra-se o poliuretano e o poliestireno, que queimam com emissão de fumaça e gases tóxicos. Essas espumas são denominadas "auto-extintoras" pois em sua composição foram adicionados aditivos extintores. Entretanto, experiências[13] têm demonstrado que tais aditivos se vaporizam sob a ação do fogo, fazendo com que o poliestireno se torne uma massa fundida em combustão. Alguns inconvenientes das espumas tradicionais foram eliminados com a introdução de isolantes térmicos resistentes ao fogo, como as resinas fenólicas.

A principal preocupação de projetistas e operadores deve ser a de prevenir o incêndio, cujas causas mais prováveis, segundo Toole[12] e Duiven e Twilt[14], são as seguintes:

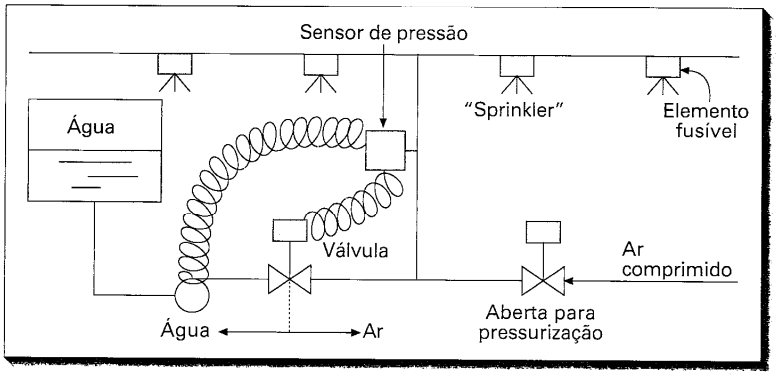
- soldas;
- fiação de aquecimento elétrico de portas ou de degelo;
- avarias em outros equipamentos elétricos como transformadores, carregadores de bateria ou solenóides;
- asfalto quente durante a instalação do teto;
- limpeza inadequada (cita-se, por exemplo, o caso de um incêndio iniciado por um toco de cigarro arremessado em detritos acumulados).

A estratégia na prevenção de incêndios exige uma atenção especial em relação aos processos e equipamentos anteriormente citados. Um projetista, por exemplo, propôs a utilização do poliestireno somente quando encapsulado em concreto[13]. Algumas apólices de seguro exigem a adoção de "sprinklers"*, que, no caso de temperaturas abaixo do ponto de congelamento da água, devem ser do tipo seco, como ilustrado na Fig. 13.6. O princípio de funcionamento consiste em enviar ar comprimido para a rede de "sprinklers" durante a operação normal. Se um elemento fusível se derrete, o ar sob pressão da rede é liberado, reduzindo a pressão e permitindo a abertura de uma válvula de água, ao mesmo tempo em que se dá partida à bomba. Em muitos casos, o elemento fusível não veda adequadamente, permitindo a fuga de ar, o que dá início à aspersão de água, mesmo que não haja um princípio de incêndio. Alguns engenheiros afirmam que os "sprinklers" secos causam mais problemas do que ajudam a resolver, razão pela qual só os recomendam quando absolutamente necessários (por exemplo, por imposição de um contrato).

Extintores são utilizados com freqüência, devendo ser instalados, na medida do possível, no exterior. Não se recomenda sua instalação no ambiente refrigerado.

* *Dispositivo automático para extinção de incêndios, pelo borrifamento abundante de água. O nome inglês é de uso comum no nosso país.*

Figura 13.6 — Um sistema de "sprinklers" secos para proteção contra incêndios.



13.8 — Detecção de vazamentos

Dispositivos automáticos de detecção de vazamentos podem ser um investimento atraente. Sob o ponto de vista econômico, deve se levar em consideração que o inventário de refrigerante pode ser perdido antes da detecção de um vazamento, uma vez que os refrigerantes halogenados são inodoros. Por outro lado, a perda significativa de refrigerante para um ambiente confinado pode elevar sua concentração a níveis perigosos para os operadores. No caso da amônia, o seu odor característico pode alertar os operadores sobre a ocorrência de um vazamento. Entretanto, como muitas instalações operam sem uma supervisão direta, o detetor automático também se justifica.

Diversos são os princípios para a detecção de vazamentos. Na atualidade, os detetores que mais se destacam são aqueles constituídos de sensores de material semicondutor. Seu princípio de funcionamento consiste na variação da resistência elétrica do semicondutor com a quantidade de refrigerante absorvido, que depende da concentração no ambiente. A variação da resistência é transmitida ao centro de alarme automático. Lindborg[15] relata excelentes resultados na detecção de amônia em câmaras de temperatura variando entre -30°C e 6°C. Os sensores eram calibrados para ativar o alarme quando a concentração de amônia atingisse 50 ppm. Em virtude de sua degradação quando operando em ambientes refrigerados, os sensores tinham de ser recalibrados depois de alguns meses de operação. Verificou-se, além disso, que ar quente produzia uma indicação errática do detetor. Assim, não se recomenda a instalação do sensor na vizinhança de portas ou evaporadores com degelo.

13.9 — Descarga da amônia

Em uma instalação de amônia, fugas podem ocorrer em virtude do alívio de uma linha ou reservatório durante uma manutenção, ocasião em que quantidades relativamente elevadas poderão ser liberadas para o ambiente. A amônia poderia ser eliminada pelo esgoto, de forma a diluí-la, ou diretamente para a atmosfera. No passado, ambos os métodos foram utilizados, em certos casos, de maneira indiscriminada. Atualmente,

emissões de amônia são submetidas a normas e regulamentos de proteção do meio ambiente em virtude dos problemas que uma descarga inadequada pode acarretar. Assim, por exemplo, a descarga através do esgoto implica nas seguintes conseqüências:

- comprometimento da vida aquática;
- danos às instalações de tratamento de esgotos;
- liberação de odor através da rede de esgoto, o que pode ser causa de alarme.

A regra básica a ser seguida na eliminação da amônia pelo esgoto é diluí-la o máximo possível em água abundante. Em caso de acidente, não haveria tempo de acionar a água de diluição, razão pela qual alguns projetistas sugerem a vedação de todos os ralos na casa de máquinas de modo que a amônia não tenha acesso direto à rede de esgotos.

No passado, a amônia era diretamente liberada para a atmosfera. Quando a dispersão é adequada, a concentração de amônia se mantém em níveis baixos sem representar uma ameaça a pessoas ou plantas. Na presença da água, a amônia forma o hidróxido de amônia, NH_4OH, que pode neutralizar ácidos que porventura estejam presentes no ar. Tanto a norma ANSI/ASHRAE 15/1992 quanto a ANSI/IIAR 2/1999 recomendam uma alternativa para a liberação da amônia, consistindo em descarregá-la através de um banho de água, como observado em seção precedente. Sugere-se que a massa de água no tanque seja oito vezes superior à prevista de amônia. O projeto do tanque de absorção tem sido objeto de algumas propostas nos últimos tempos[16], o mesmo ocorrendo com o procedimento de eliminação da solução resultante[17].

13.10 — Recomendações complementares

As recomendações sobre o projeto e operação de instalações frigoríficas, enumeradas e discutidas neste capítulo, foram extraídas de normas e regulamentos de segurança, amplamente referidos no texto. Entretanto, algumas recomendações adicionais devem ser feitas para efeito de complemento do material apresentado, sendo elas as seguintes:

- os reservatórios devem ser adequadamente dimensionados (Capítulo 11), de modo a não permitir o arraste de refrigerante líquido para o compressor;
- um ramal de tubulação, sem comunicação com qualquer região do sistema, deve ter sua extremidade vedada por um tampão;
- Richards[17] recomenda o uso exclusivo de solda em tubulações de amônia líquida de diâmetro superior a 25 mm e em linhas de vapor de diâmetro superior a 37 mm;
- juntas flangeadas devem ser evitadas;
- as linhas de acesso a evaporadores devem ser estendidas na região exterior ao ambiente refrigerado a fim de evitar sua danificação ou mesmo ruptura;
- a tubulação deve ser visível e de fácil acesso;
- tanto as linhas horizontais quanto as verticais devem ser convenientemente ancoradas;
- as válvulas de bloqueio nas linhas de líquido ou de gás quente que se dirigem para os evaporadores devem ser instaladas de modo a permitir seu acionamento direto desde o piso ou desde uma plataforma fixa.

13.11 — Plano de segurança da instalação

A gerência de uma instalação tem a responsabilidade de assegurar que o pessoal encarregado da operação esteja adequadamente treinado a respeito dos procedimentos de segurança, além de permitir e incentivar ensaios periódicos daqueles procedimentos. Além disso, um plano de emergência deve ser desenvolvido[18], de modo a permitir que os operadores adotem as medidas corretas de proteção a si mesmos, às demais pessoas envolvidas e ao equipamento, quando necessário. Assim, por exemplo, no caso da ocorrência de um vazamento de amônia em determinado ambiente, os operadores devem estar preparados para, rapidamente, fechar ou abrir as válvulas adequadas e decidir sobre que equipamento elétrico deve ser desativado. Os operadores devem, ainda, conhecer perfeitamente a localização das máscaras e dos extintores de incêndio, bem como o seu uso. Em certos países, é comum que instalações frigoríficas mantenham contato permanente com o corpo de bombeiros. Este deve promover visitas periódicas ao local para familiarizar seu pessoal com a instalação, o que permitiria uma rápida ação em caso de incêndio.

Uma vez desenvolvidos os planos e as especificações de acordo com as normas de segurança e com os procedimentos práticos complementares, cabe ao instalador desenvolver o projeto com fidelidade. Superada a etapa de instalação, a responsabilidade fica a cargo dos operadores e da gerência, a quem cabe dar prioridade à segurança.

REFERÊNCIAS

1. "Norma ISO 5149-1993 (E), Requerimentos de Segurança - Sistemas Mecânicos de Refrigeração Usados para Arrefecimento e Aquecimento," traduzida ao português pelo grupo de Componentes para Refrigeração e Condicionamento de Ar, ABIMAQ, 1995.
2. "Norma ABNT NBR 13598/1996, Vasos de Pressão para Refrigeração," ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1996.
3. "Norma ANSI/ASHRAE 15/1992, Safety Code for Mechanical Refrigeration," American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, 1992.
4. "ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Rules for Construction of Pressure Vessels, Division I, 1989," American Society of Mechanical Engineers, New York, NY, 1989.
5. "Norma ANSI/ASME B31.5/1987, Refrigeration Piping" com o adendo B31.5A-1989, American Society of Mechanical Engineers, New York, NY, 1987 e 1989.
6. "Norma ANSI/NFPA 70/1990 National Electrical Code," American National Standard, National Fire Protection Association, Quincy, MA, 1990.
7. "Norma ANSI/IIAR-2/1999, Equipment, Design., and Installation of Ammonia Mechanical Refrigeration Systems, International Institute of Ammonia Refrigeration, Arlington, VA, 1999.
8. "Norma ANSI/UL 207/1986, Safety for Refrigerant-Containing Components and Accessories, Non-electrical, Underwriters Laboratories, Inc., Northbrook, IL, 1986.

9. "BOCA, Basic National Mechanical Code," Building Officials and Code Administrators, Country Club Hills, IL, 1987.

10. "Mechanical Integrity of Vapour Compression Refrigerating Systems for Plant and Equipment Supplied and Used in the United Kingdom, Part I-Design and Construction of Systems Using Ammonia as the Refrigerant," The Institute of Refrigeration, 76 Mill Lane, Carshalton, Surrey, SM5 2JR, Inglaterra, 1979.

11. "Safety Relief Devices for Refrigerant Pressure Vessels," Henry Valve Company, Melrose Park, IL, 1975.

12. Toole, C. W., 1982, "Fire Prevention and Safety in Refrigerated Ware-houses," Anais da reunião da Comissão D1, International Institute of Refrigeration, pp 21-16, Paris.

13. Webber, J. F., 1986, "Special Design Considerations Regarding Fire Protection for High-Rise Cold Stores," seminário ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, San Francisco, CA, 19 de janeiro de 1986.

14. Duiven, J. E. e Twilt, L., 1982, "Policies for Fire Safety of Cold Stores in The Netherlands," anais da reunião da Comissão D1, International Institute of Refrigeration, pp 39-45, Paris.

15. Lindborg, A., 1982, "Ammonia Safety in Refrigerated Warehouses," anais da reunião da Comissão D1, International Institute of Refrigeration, pp 153-157, Paris.

16. Saye, H. A., 1986, "Water Dilution Ammonia Tanks," anais do encontro anual do International Institute of Ammonia Refrigeration, pp 5-16, Tarpon Springs, Fl, maio, 1986.

17. Richards, W. V., 1986, "How Codes and Regulations Affect the Design of Your Plant," anais do encontro anual do International Institute of Ammonia Refrigeration, pp 73-85. Tarpon Springs, FL, 1986. Reimpresso em Air Conditioning, Heating, and Refrigeration News, 7 de julho, 1986.

18. "A Guide to Good Practices for the Operation of an Ammonia Refrigeration System," International Institute of Ammonia Refrigeration, Chicago, IL, 1983.

APÊNDICE A TABELAS

Tabela	Tema
A.1	Transformação de unidades
A.2	Ar úmido saturaqdo a 101.325 kPa
A.3	Propriedades termodinâmicas do vapor de água saturado
A.4a	Propriedades termodinâmicas do R-12 saturado
A.4b	Propriedades termodinâmicas do R-12 superaquecido
A.5a	Propriedades termodinâmicas do R-134a saturado
A.5b	Propriedades termodinâmicas do R-134a superaquecido
A.6a	Propriedades termodinâmicas do R.22 saturado
A.6b	Propriedades termodinâmicas do R-22 superaquecido
A.7a	Propriedades termodinâmicas do R-404a saturado
A.7b	Propriedades termodinâmicas do R-404a superaquecido
A.8	Propriedades termodinâmicas do R-502 saturado
A.9a	Propriedades termodinâmicas da R-717 (amônia) saturada
A.9b	Propriedades termodinâmicas da R-717 (amônia) superaquecida
A.10	Propriedades de transporte do R-12 saturado
A.11	Propriedades de transporte do R-134a saturado
A.12	Propriedades de transporte do R-22 saturado
A.13	Propriedades de transporte do R-404a saturada
A.14	Propriedades de transporte da R-502 saturada
A.15	Propriedades de transporte da R-717 (amônia) saturada

Tabela A.1a —Conversão de comprimento, área e volume

Para converter	de	para	multiplique por
comprimento	polegada	metro	0,0254
comprimento	pé	metro	0,3048
comprimento	metro	polegada	39,3701
comprimento	metro	pé	3,28084
área	polegada quadrada	metro quadrado	0,00064516
área	pé quadrado	metro quadrado	0,0929030
área	metro quadrado	polegada quadrada	1550,00
área	metro quadrado	pé quadrado	10,7639
volume	polegada cúbica	metro cúbico	0,0000163871
volume	pé cúbico	metro cúbico	0,028317
volume	galão	metro cúbico	0,0037854
volume	metro cúbico	litro	1000
volume	metro cúbico	polegada cúbica	61023,74
volume	metro cúbico	pé cúbico	35,315
volume	metro cúbico	galão	264,173

Tabela A.1b — Conversão de massa, densidade e volume específico

Para converter	de	para	multiplique por
massa	lb	kg	0,453592
massa	kg	lb	2,20462
densidade	lb/ft^3	kg/m^3	16,0185
densidade	kg/m^3	lb/ft^3	0,0624280
volume específico	ft^3/lb	m^3/kg	0,0624280
volume específico	m^3/kg	ft^3/lb	16,0185

Tabela A.1c — Conversão de velocidade, Aceleração e força.

Para converter	de	para	multiplique por
velocidade	fps	m/s	0,304800
velocidade	fpm	m/s	0,000508000
velocidade	mph	m/s	0,447040
velocidade	m/s	fps	3,28084
velocidade	m/s	fpm	196,850
velocidade	m/s	mph	2,23694
aceleração	ft/s^2	m/s^2	0,304800
aceleração	m/s^2	ft/s^2	3,28084
força	lb	newton, N	4,44822
força	newton, N	lb	0,224809

Tabela A.1d — Conversão de pressão e vazão

Para converter	de	para	multiplique por
pressão	psi	Pa (N/m^2)	6.894,76
pressão	psf	Pa (N/m^2)	47,8803
pressão	ft. de água (4°C)	Pa (N/m^2)	2.988,98
pressão	in. de água (4 °C)	Pa (N/m^2)	249,082
pressão	in. de Hg (15.6 °C)	Pa (N/m^2)	3.376,85
pressão	Pa (N/m^2)	psi	0,000145038
pressão	Pa (N/m^2)	psf	0,0208854
pressão	Pa (N/m^2)	ft. de água (4°C)	0,000334562
pressão	Pa (N/m^2)	in. de água (4 °C)	0,00401474
pressão	Pa (N/m^2)	in. de Hg (15.6 °C)	0,00029613
vazão volumétrica	cfm	m^3/s	0,000471947
vazão volumétrica	cfs	m^3/s	0,02831685
vazão volumétrica	gpm	m^3/s	0,0000630902
vazão volumétrica	gpm	l/s	0,0630902
vazão volumétrica	m^3/s	cfm	2.118,88
vazão volumétrica	m^3/s	cfs	35,3147
vazão volumétrica	m^3/s	gpm	15.850,3
vazão volumétrica	l/s	gpm	15,8503
vazão	lb/s	kg/s	0,453592
vazão	lb/min	kg/s	0,00755987
vazão	lb/hr	kg/s	0,000125998
vazão	kg/s	lb/s	2,20462
vazão	kg/s	lb/min	132,277
vazão	kg/s	lb/hr	7.936,64

Tabela A.1e — Conversão de temperatura

De	Para	
°F	°R	somar 459,67
°R	°F	subtrair 459,67
°C	K	somar 273,15
K	°C	subtrair 273,15
°C	°F	multiplicar por 9/5 e adicionar 32
°F	°C	subtrair 32 e multiplicar por 5/9

Tabela A.1f — Conversão de energia e potência

Para converter	de	para	multiplique por
energia	ft-lb	J	1,355818
energia	BTU (Int. Steam Table)	J	1.055,06
energia	J	ft-lb	0,73756212
energia	J	BTU	0,0009478133
potência	BTU/hr	W	0,2930667
potência	hp (550 ft-lb/s)	W	745,6999
potência	TR	W	3.516,8
potência	boiler hp	W	9.809,5
potência	W	BTU/h	3,41219
potência	W	hp (550 ft-lb/s)	0,001341022
potência	W	TR	0,0002843494
potência	W	boiler hp	0,0001019

Tabela A.1g — Conversão de entalpia, calor específico e entropia

Para converter	de	para	multiplique por
entalpia	BTU/lb	J/kg	2.326,009
entalpia	J/kg	BTU/lb	0,00042992095
calor específico	BTU/(lb °F)	J/(kg.K)	4.186,816
calor específico	J/(kg.K)	BTU/(lb °F)	0,000238845
entropia	BTU/(lb °R)	J/(kg.K)	4.186,816
entropia	J/(kg.K)	BTU/(lb °R)	0,000238845

Tabela A.1h — Conversão de viscosidade

Para converter	de	para	multiplique por
viscosidade	lb/(ft.s)	Pa.s	1,48816
viscosidade	lb/(ft.s)	Pa.s	0,000413378
viscosidade	centipoise	Pa.s	0,00100
viscosidade	Pa.s	lb/(ft.s)	0,671971
viscosidade	Pa.s	lb/(ft.hr)	2.419,09
viscosidade	Pa.s	centipoise	1.000,0
viscosidade cinemática	ft^2/s	m^2/s	0,092903
viscosidade cinemática	m^2/s	ft^2/s	10,7639

Tabela A.1i — Conversão de transferência de calor

Para converter	de	para	multiplique por
condutividade	BTU/(hr.ft°F)	W/(m.K)	1,730742
condutividade	BTU.in/(hr.ft^2 °F)	W/(m.K)	0,1442285
condutividade	W/(m.K)	BTU/(hr.ft°F)	0,577787
condutividade	W/(m.K)	BTU.in/(hr.ft^2 °F)	6,93344242
coeficiente de transferência de calor e valor de U	BTU/(hr.ft^2 °F)	W/(m^2.K)	5,678286
	W/(m^2.K)	BTU/(hr.ft^2°F)	0,176109481

Tabela A.1j — Constantes importantes em unidades SI

Aceleração normal da gravidade:	9,80665 m/s^2
Pressão atmosférica normal:	101.325 Pa
Constante universal dos gases,	R: 8.314 J/kmol.K
Constante de gás para o ar:	287 J/kg.K

Tabela A.1k — Propriedades padrão do ar e da água

Densidade da água:	1.000 kg/m^3
Densidade do ar:	1,2 kg/m^3
Calor específico da água líquida:	4,19 kJ/kg.K
Calor específico do ar a pressão constante:	1,004 kJ/kg.K
Calor específico do ar a volume constante:	0,717 kJ/kg.K

Tabela A.2 — Propriedades do ar saturado à pressão barométrica normal (101,325 kPa).

	Propriedades do ar úmido				Propriedades da água em equilíbrio		
T[°C]	w[kg H_2O/ kg ar seco]	v[m^3/kg ar seco]	h[kJ/kg ar seco]	s[kJ/kg ar seco·K]	p_{vapor} [kPa]	$h_{água}$ [kJ/kg]	$s_{água}$ [kJ/kg·K]
−40	0,00007886	0,6607	−39,99	−0,1581	0,01284	−411,7	−1,53
−39	0,00008827	0,6635	−38,97	−0,1537	0,01437	−409,9	−1,522
−38	0,0000987	0,6664	−37,94	−0,1493	0,01607	−408,1	−1,514
−37	0,0001103	0,6692	−36,91	−0,1449	0,01795	−406,2	−1,506
−36	0,0001231	0,6721	−35,88	−0,1406	0,02004	−404,4	−1,499
−35	0,0001372	0,6749	−34,84	−0,1362	0,02234	−402,6	−1,491
−34	0,0001529	0,6778	−33,8	−0,1318	0,02489	−400,7	−1,483
−33	0,0001702	0,6806	−32,75	−0,1275	0,02771	−398,9	−1,475
−32	0,0001892	0,6835	−31,7	−0,1231	0,03081	−397	−1,468
−31	0,0002103	0,6864	−30,65	−0,1187	0,03423	−395,1	−1,46
−30	0,0002334	0,6892	−29,59	−0,1143	0,038	−393,2	−1,452
−29	0,0002589	0,6921	−28,52	−0,11	0,04215	−391,4	−1,444
−28	0,000287	0,6949	−27,45	−0,1056	0,04672	−389,5	−1,437
−27	0,0003178	0,6978	−26,37	−0,1012	0,05173	−387,6	−1,429
−26	0,0003516	0,7007	−25,28	−0,09676	0,05723	−385,7	−1,421
−25	0,0003887	0,7036	−24,18	−0,09233	0,06327	−383,7	−1,413
−24	0,0004294	0,7064	−23,08	−0,08788	0,06989	−381,8	−1,406
−23	0,000474	0,7093	−21,96	−0,08341	0,07714	−379,9	−1,398
−22	0,0005228	0,7122	−20,84	−0,07891	0,08507	−378	−1,39
−21	0,0005762	0,7151	−19,7	−0,07439	0,09375	−376	−1,383
−20	0,0006345	0,718	−18,55	−0,06983	0,1032	−374,1	−1,375
−19	0,0006982	0,7209	−17,39	−0,06524	0,1136	−372,1	−1,367
−18	0,0007678	0,7238	−16,21	−0,06061	0,1249	−370,1	−1,359
−17	0,0008436	0,7268	−15,02	−0,05593	0,1372	−368,2	−1,352
−16	0,0009263	0,7297	−13,8	−0,0512	0,1506	−366,2	−1,344
−15	0,001016	0,7327	−12,57	−0,04642	0,1653	−364,2	−1,336
−14	0,001114	0,7356	−11,32	−0,04158	0,1812	−362,2	−1,328
−13	0,001221	0,7386	−10,05	−0,03668	0,1985	−360,2	−1,321
−12	0,001337	0,7415	−8,758	−0,0317	0,2173	−358,2	−1,313
−11	0,001463	0,7445	−7,437	−0,02665	0,2377	−356,1	−1,305
−10	0,0016	0,7475	−6,09	−0,02151	0,2598	−354,1	−1,298
−9	0,001748	0,7506	−4,712	−0,01628	0,2838	−352,1	−1,29
−8	0,001909	0,7536	−3,304	−0,01095	0,3099	−350	−1,282
−7	0,002083	0,7566	−1,86	−0,005512	0,3381	−348	−1,274
−6	0,002272	0,7597	−0,3807	0,00004299	0,3686	−345,9	−1,267
−5	0,002476	0,7628	1,139	0,005725	0,4016	−343,9	−1,259
−4	0,002697	0,7659	2,7	0,01154	0,4373	−341,8	−1,251
−3	0,002936	0,7691	4,308	0,01751	0,4759	−339,7	−1,244
−2	0,003194	0,7722	5,964	0,02363	0,5176	−337,6	−1,236
−1	0,003473	0,7754	7,673	0,02992	0,5625	−335,5	−1,228

	Propriedades do ar úmido				Propriedades da água em equilíbrio		
T[°C]	w[kg H_2O/ kg ar seco]	v[m^3/kg ar seco]	h[kJ/kg ar seco]	s[kJ/kg ar seco·K]	p_{vapor} [kPa]	$h_{água}$ [kJ/kg]	$s_{água}$ [kJ/kg·K]
0	0,003774	0,7787	9,439	0,0364	0,611	0,003951	–0,001305
1	0,00406	0,7819	11,17	0,04271	0,657	4,216	0,01423
2	0,004364	0,7851	12,94	0,04918	0,7058	8,425	0,02968
3	0,004688	0,7884	14,77	0,05581	0,7578	12,63	0,04506
4	0,005034	0,7916	16,65	0,06261	0,8132	16,84	0,06037
5	0,005402	0,795	18,59	0,0696	0,8721	21,04	0,07561
6	0,005794	0,7983	20,59	0,07678	0,9348	25,24	0,09078
7	0,006212	0,8017	22,66	0,08417	1,001	29,44	0,1059
8	0,006656	0,8051	24,79	0,09178	1,072	33,63	0,1209
9	0,007128	0,8086	27	0,09962	1,147	37,83	0,1359
10	0,00763	0,8121	29,29	0,1077	1,227	42,02	0,1508
11	0,008164	0,8157	31,65	0,116	1,312	46,21	0,1656
12	0,008731	0,8193	34,1	0,1247	1,401	50,4	0,1804
13	0,009332	0,823	36,64	0,1336	1,496	54,59	0,1951
14	0,009971	0,8267	39,28	0,1428	1,597	58,77	0,2098
15	0,01065	0,8304	42,02	0,1523	1,703	62,96	0,2244
16	0,01137	0,8343	44,86	0,1621	1,816	67,14	0,2389
17	0,01213	0,8382	47,82	0,1723	1,935	71,32	0,2534
18	0,01294	0,8421	50,89	0,1829	2,062	75,51	0,2678
19	0,01379	0,8461	54,09	0,1939	2,195	79,69	0,2821
20	0,0147	0,8503	57,42	0,2053	2,335	83,87	0,2964
21	0,01565	0,8544	60,89	0,2171	2,484	88,05	0,3107
22	0,01667	0,8587	64,5	0,2294	2,641	92,22	0,3249
23	0,01774	0,8631	68,27	0,2422	2,806	96,4	0,339
24	0,01888	0,8675	72,2	0,2554	2,98	100,6	0,3531
25	0,02008	0,8721	76,3	0,2692	3,164	104,8	0,3672
26	0,02135	0,8767	80,58	0,2836	3,357	108,9	0,3811
27	0,0227	0,8815	85,06	0,2985	3,561	113,1	0,3951
28	0,02412	0,8864	89,73	0,3141	3,775	117,3	0,409
29	0,02562	0,8914	94,61	0,3303	4,001	121,5	0,4228
30	0,0272	0,8965	99,72	0,3472	4,238	125,6	0,4366
31	0,02888	0,9018	105,1	0,3649	4,487	129,8	0,4503
32	0,03065	0,9072	110,6	0,3833	4,749	134	0,464
33	0,03252	0,9128	116,5	0,4024	5,025	138,2	0,4777
34	0,03449	0,9186	122,6	0,4225	5,313	142,3	0,4913
35	0,03658	0,9245	129	0,4434	5,617	146,5	0,5048
36	0,03878	0,9306	135,8	0,4652	5,935	150,7	0,5183
37	0,0411	0,9369	142,8	0,4881	6,268	154,9	0,5318
38	0,04356	0,9434	150,2	0,512	6,618	159	0,5452
39	0,04615	0,9501	157,9	0,5369	6,984	163,2	0,5586

	Propriedades do ar úmido				Propriedades da água em equilíbrio		
T[°C]	w[kg H_2O/ kg ar seco]	v[m^3/kg ar seco]	h[kJ/kg ar seco]	s[kJ/kg ar seco·K]	p_{vapor} [kPa]	$h_{água}$ [kJ/kg]	$s_{água}$ [kJ/kg·K]
40	0,04889	0,957	166,1	0,563	7,368	167,4	0,5719
41	0,05177	0,9642	174,6	0,5904	7,77	171,6	0,5852
42	0,05483	0,9717	183,6	0,619	8,191	175,7	0,5985
43	0,05805	0,9794	193	0,649	8,631	179,9	0,6117
44	0,06145	0,9874	202,9	0,6804	9,091	184,1	0,6248
45	0,06505	0,9957	213,3	0,7133	9,573	188,3	0,638
46	0,06884	1,004	224,2	0,7478	10,08	192,4	0,6511
47	0,07286	1,013	235,7	0,7841	10,6	196,6	0,6641
48	0,0771	1,023	247,8	0,8221	11,15	200,8	0,6771
49	0,08159	1,033	260,6	0,862	11,72	205	0,6901
50	0,08633	1,043	274	0,904	12,32	209,1	0,703
51	0,09135	1,053	288,2	0,9481	12,95	213,3	0,7159
52	0,09666	1,064	303,2	0,9945	13,6	217,5	0,7287
53	0,1023	1,076	319	1,043	14,28	221,7	0,7416
54	0,1082	1,088	335,6	1,095	14,99	225,9	0,7543
55	0,1146	1,101	353,2	1,149	15,73	230	0,7671
56	0,1213	1,114	371,9	1,206	16,49	234,2	0,7798
57	0,1284	1,129	391,6	1,267	17,3	238,4	0,7924
58	0,1359	1,143	412,5	1,33	18,13	242,6	0,8051
59	0,1439	1,159	434,6	1,398	19	246,8	0,8177
60	0,1524	1,175	458,1	1,469	19,9	250,9	0,8302
61	0,1615	1,193	483	1,545	20,84	255,1	0,8428
62	0,1711	1,211	509,5	1,625	21,82	259,3	0,8552
63	0,1814	1,23	537,7	1,71	22,83	263,5	0,8677
64	0,1924	1,251	567,8	1,8	23,89	267,7	0,8801
65	0,2041	1,273	599,8	1,896	24,98	271,9	0,8925
66	0,2167	1,296	634	1,999	26,12	276	0,9049
67	0,2301	1,32	670,6	2,108	27,31	280,2	0,9172
68	0,2446	1,347	709,9	2,225	28,54	284,4	0,9295
69	0,26	1,375	751,9	2,35	29,81	288,6	0,9417
70	0,2767	1,405	797,1	2,484	31,13	292,8	0,9539
71	0,2947	1,437	845,8	2,628	32,5	297	0,9661
72	0,3141	1,472	898,4	2,783	33,93	301,2	0,9783
73	0,3351	1,509	955,2	2,95	35,4	305,4	0,9904
74	0,3579	1,55	1017	3,131	36,93	309,6	1,002
75	0,3826	1,593	1084	3,327	38,51	313,7	1,015
76	0,4097	1,641	1157	3,54	40,15	317,9	1,027
77	0,4392	1,693	1236	3,772	41,85	322,1	1,039
78	0,4717	1,75	1324	4,026	43,61	326,3	1,05
79	0,5074	1,812	1420	4,305	45,43	330,5	1,062
80	0,547	1,881	1526	4,613	47,32	334,7	1,074

a em equilíbrio $s_{água}$ [kJ/kg·K]
0,5719
0,5852
0,5985
0,6117
0,6248
0,638
0,6511
0,6641
0,6771
0,6901
0,703
0,7159
0,7287
0,7416
0,7543
0,7671
0,7798
0,7924
0,8051
0,8177
0,8302
0,8428
0,8552
0,8677
0,8801
0,8925
0,9049
0,9172
0,9295
0,9417
0,9539
0,9661
0,9783
0,9904
1,002
1,015
1,027
1,039
1,05
1,062
1,074

Tabela A.3 — Propriedades termodinâmicas da água saturada.

T [°C]	p [kPa]	v_l [m³/kg]	v_v [m³/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg.K]	s_v [kJ/kg.K]
–40	0,01284	0,001084	8377	–411,7	2839	2427	–1,53	10,65
–38	0,01607	0,001085	6751	–408,1	2839	2431	–1,514	10,56
–36	0,02004	0,001085	5460	–404,4	2839	2434	–1,499	10,47
–34	0,02489	0,001085	4433	–400,7	2839	2438	–1,483	10,39
–32	0,03081	0,001086	3611	–397	2839	2442	–1,468	10,3
–30	0,038	0,001086	2952	–393,2	2839	2445	–1,452	10,22
–28	0,04672	0,001086	2421	–389,5	2839	2449	–1,437	10,14
–26	0,05723	0,001087	1992	–385,7	2839	2453	–1,421	10,06
–24	0,06989	0,001087	1645	–381,8	2838	2457	–1,406	9,986
–22	0,08507	0,001087	1362	–378	2838	2460	–1,39	9,91
–20	0,1032	0,001087	1131	–374,1	2838	2464	–1,375	9,836
–18	0,1249	0,001088	942,5	–370,1	2838	2468	–1,359	9,762
–16	0,1506	0,001088	787,5	–366,2	2838	2471	–1,344	9,69
–14	0,1812	0,001088	659,9	–362,2	2837	2475	–1,328	9,619
–12	0,2173	0,001089	554,5	–358,2	2837	2479	–1,313	9,55
–10	0,2598	0,001089	467,2	–354,1	2837	2482	–1,298	9,481
–8	0,3099	0,00109	394,7	–350	2836	2486	–1,282	9,414
–6	0,3686	0,00109	334,3	–345,9	2836	2490	–1,267	9,348
–4	0,4373	0,00109	283,8	–341,8	2835	2493	–1,251	9,283
–2	0,5176	0,001091	241,6	–337,6	2835	2497	–1,236	9,218
0	0,611	0,0009946	206,2	0,003951	2501	2501	–0,001305	10,21
2	0,7058	0,0009951	179,8	8,425	2496	2504	0,02968	9,09
4	0,8132	0,0009957	157,1	16,84	2492	2509	0,06037	9,039
6	0,9348	0,0009963	137,7	25,24	2487	2513	0,09078	8,989
8	1,072	0,0009968	120,9	33,63	2483	2517	0,1209	8,94
10	1,227	0,0009974	106,4	42,02	2478	2520	0,1508	8,892
12	1,401	0,000998	93,8	50,4	2474	2524	0,1804	8,844
14	1,597	0,0009986	82,88	58,77	2469	2528	0,2098	8,797
16	1,816	0,0009992	73,37	67,14	2464	2532	0,2389	8,751
18	2,062	0,0009998	65,08	75,51	2460	2535	0,2678	8,706
20	2,335	0,001	57,84	83,87	2455	2539	0,2964	8,661
22	2,641	0,001001	51,5	92,22	2450	2542	0,3249	8,618
24	2,98	0,001002	45,93	100,6	2446	2546	0,3531	8,575
26	3,357	0,001002	41,04	108,9	2441	2550	0,3811	8,532
28	3,775	0,001003	36,74	117,3	2436	2553	0,409	8,491
30	4,238	0,001004	32,94	125,6	2431	2557	0,4366	8,45
32	4,749	0,001005	29,58	134	2426	2560	0,464	8,41
34	5,313	0,001005	26,61	142,3	2422	2564	0,4913	8,37
36	5,935	0,001006	23,98	150,7	2417	2568	0,5183	8,331
38	6,618	0,001007	21,64	159	2412	2571	0,5452	8,293

T [°C]	p [kPa]	v_l [m³/kg]	v_v [m³/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
40	7,368	0,001008	19,55	167,4	2407	2575	0,5719	8,255
42	8,191	0,001009	17,7	175,7	2402	2578	0,5985	8,218
44	9,091	0,001009	16,04	184,1	2398	2582	0,6248	8,182
46	10,08	0,00101	14,56	192,4	2393	2585	0,6511	8,146
48	11,15	0,001011	13,24	200,8	2388	2589	0,6771	8,11
50	12,32	0,001012	12,05	209,1	2383	2592	0,703	8,076
52	13,6	0,001013	10,99	217,5	2378	2596	0,7287	8,042
54	14,99	0,001014	10,03	225,9	2373	2599	0,7543	8,008
56	16,49	0,001015	9,163	234,2	2369	2603	0,7798	7,975
58	18,13	0,001016	8,385	242,6	2364	2606	0,8051	7,942
60	19,9	0,001017	7,682	250,9	2359	2610	0,8302	7,91
62	21,82	0,001018	7,047	259,3	2354	2613	0,8552	7,878
64	23,89	0,001019	6,472	267,7	2349	2617	0,8801	7,847
66	26,12	0,00102	5,951	276	2344	2620	0,9049	7,817
68	28,54	0,001021	5,478	284,4	2339	2623	0,9295	7,786
70	31,13	0,001023	5,049	292,8	2334	2627	0,9539	7,757
72	33,93	0,001024	4,658	301,2	2329	2630	0,9783	7,727
74	36,93	0,001025	4,302	309,6	2324	2634	1,002	7,698
76	40,15	0,001026	3,978	317,9	2319	2637	1,027	7,67
78	43,61	0,001028	3,681	326,3	2314	2640	1,05	7,642
80	47,32	0,001029	3,411	334,7	2309	2644	1,074	7,614
82	51,29	0,00103	3,163	343,1	2304	2647	1,098	7,587
84	55,53	0,001032	2,936	351,5	2299	2650	1,122	7,56
86	60,06	0,001033	2,728	359,9	2293	2653	1,145	7,533
88	64,9	0,001034	2,538	368,3	2288	2657	1,168	7,507
90	70,05	0,001036	2,362	376,7	2283	2660	1,192	7,481
92	75,55	0,001037	2,201	385,1	2278	2663	1,215	7,456
94	81,4	0,001039	2,053	393,6	2273	2666	1,238	7,431
96	87,62	0,00104	1,916	402	2267	2669	1,261	7,406
98	94,24	0,001042	1,79	410,4	2262	2673	1,283	7,381
100	101,3	0,001043	1,674	418,9	2257	2676	1,306	7,357
102	108,7	0,001045	1,566	427,3	2251	2679	1,329	7,333
104	116,6	0,001046	1,467	435,7	2246	2682	1,351	7,31
106	125	0,001048	1,375	444,2	2241	2685	1,373	7,286
108	133,8	0,00105	1,289	452,6	2235	2688	1,396	7,263
110	143,2	0,001051	1,21	461,1	2230	2691	1,418	7,241
112	153,1	0,001053	1,137	469,6	2224	2694	1,44	7,218
114	163,5	0,001055	1,069	478	2219	2697	1,462	7,196
116	174,5	0,001057	1,006	486,5	2213	2700	1,484	7,174
118	186,2	0,001058	0,9467	495	2208	2703	1,505	7,153

[kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]	T [°C]	p [kPa]	v_l [m³/kg]	v_v [m³/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
[illegible]	8,255	120	198,4	0,00106	0,8918	503,5	2202	2706	1,527	7,131
[illegible]	8,218	122	211,3	0,001062	0,8408	512	2196	2708	1,549	7,11
[illegible]	8,182	124	224,9	0,001064	0,7931	520,5	2191	2711	1,57	7,089
[illegible]	8,146	126	239,2	0,001066	0,7487	529	2185	2714	1,591	7,069
[illegible]	8,11	128	254,2	0,001068	0,7072	537,5	2179	2717	1,613	7,048
[illegible]	8,076	130	270	0,00107	0,6684	546,1	2174	2720	1,634	7,028
[illegible]	8,042	132	286,5	0,001072	0,6321	554,6	2168	2722	1,655	7,008
[illegible]	8,008	134	303,9	0,001074	0,5982	563,1	2162	2725	1,676	6,988
[illegible]	7,975	136	322,1	0,001076	0,5664	571,7	2156	2728	1,697	6,969
[illegible]	7,942	138	341,2	0,001078	0,5366	580,3	2150	2730	1,718	6,949
[illegible]	7,91	140	361,2	0,00108	0,5087	588,8	2144	2733	1,738	6,93
[illegible]	7,878	142	382,1	0,001082	0,4825	597,4	2138	2735	1,759	6,911
[illegible]	7,847	144	404	0,001084	0,4579	606	2132	2738	1,78	6,892
[illegible]	7,817	146	426,9	0,001086	0,4348	614,6	2126	2740	1,8	6,874
[illegible]	7,786	148	450,8	0,001089	0,4131	623,2	2120	2743	1,82	6,855
[illegible]	7,757	150	475,7	0,001091	0,3926	631,9	2113	2745	1,841	6,837
[illegible]	7,727	152	501,8	0,001093	0,3734	640,5	2107	2748	1,861	6,819
[illegible]	7,698	154	529	0,001095	0,3553	649,1	2101	2750	1,881	6,801
[illegible]	7,67	156	557,3	0,001098	0,3382	657,8	2094	2752	1,901	6,783
[illegible]	7,642	158	586,9	0,0011	0,3221	666,5	2088	2754	1,921	6,766
[illegible]	7,614	160	617,7	0,001102	0,3069	675,2	2081	2757	1,941	6,748
[illegible]	7,587	162	649,7	0,001105	0,2926	683,9	2075	2759	1,961	6,731
[illegible]	7,56	164	683,1	0,001107	0,2791	692,6	2068	2761	1,981	6,714
[illegible]	7,533	166	717,8	0,00111	0,2663	701,3	2062	2763	2,001	6,697
[illegible]	7,507	168	753,9	0,001112	0,2542	710	2055	2765	2,021	6,68
[illegible]	7,481	170	791,4	0,001114	0,2427	718,8	2048	2767	2,04	6,663
[illegible]	7,456	172	830,4	0,001117	0,2319	727,6	2041	2769	2,06	6,647
[illegible]	7,431	174	870,9	0,00112	0,2216	736,3	2034	2771	2,08	6,63
[illegible]	7,406	176	912,9	0,001122	0,2119	745,1	2027	2773	2,099	6,614
[illegible]	7,381	178	956,5	0,001125	0,2027	754	2020	2774	2,119	6,598
[illegible]	7,357	180	1002	0,001128	0,194	762,8	2013	2776	2,138	6,582
[illegible]	7,333	182	1049	0,00113	0,1857	771,6	2006	2778	2,157	6,566
[illegible]	7,31	184	1097	0,001133	0,1778	780,5	1999	2779	2,176	6,55
[illegible]	7,286	186	1148	0,001136	0,1703	789,4	1992	2781	2,196	6,535
[illegible]	7,263	188	1200	0,001139	0,1632	798,3	1984	2783	2,215	6,519
[illegible]	7,241	190	1254	0,001141	0,1565	807,2	1977	2784	2,234	6,504
[illegible]	7,218	192	1310	0,001144	0,1501	816,1	1969	2785	2,253	6,488
[illegible]	7,196	194	1368	0,001147	0,144	825,1	1962	2787	2,272	6,473
[illegible]	7,174	196	1427	0,00115	0,1381	834,1	1954	2788	2,291	6,458
[illegible]	7,153	198	1489	0,001153	0,1326	843,1	1946	2789	2,31	6,443
		200	1553	0,001156	0,1273	852,1	1939	2791	2,329	6,428

Tabela A.4a — Propriedades termodinâmicas do refrigerante R–12 saturado

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
–40	64,14	0,6595	242,0	163,9	169,6	333,5	0,8580	1,5854
–39	67,21	0,6607	231,7	164,8	169,2	334,0	0,8618	1,5843
–38	70,39	0,6619	221,9	165,7	168,8	334,5	0,8656	1,5832
–37	73,69	0,6631	212,6	166,6	168,3	334,9	0,8693	1,5821
–36	77,12	0,6644	203,8	167,5	167,9	335,4	0,8730	1,5810
–35	80,66	0,6656	195,4	168,4	167,5	335,9	0,8768	1,5800
–34	84,33	0,6669	187,5	169,3	167,1	336,3	0,8805	1,5790
–33	88,14	0,6681	179,9	170,1	166,6	336,8	0,8842	1,5780
–32	92,07	0,6694	172,8	171,0	166,2	337,2	0,8878	1,5770
–31	96,15	0,6707	165,9	171,9	165,8	337,7	0,8915	1,5760
–30	100,4	0,6720	159,4	172,8	165,3	338,1	0,8952	1,5751
–29	104,7	0,6733	153,2	173,7	164,9	338,6	0,8988	1,5742
–28	109,2	0,6746	147,3	174,6	164,5	339,1	0,9024	1,5733
–27	113,9	0,6759	141,7	175,5	164,0	339,5	0,9061	1,5724
–26	118,7	0,6772	136,3	176,4	163,6	340,0	0,9097	1,5716
–25	123,6	0,6786	131,2	177,3	163,2	340,4	0,9133	1,5707
–24	128,7	0,6799	126,3	178,2	162,7	340,9	0,9169	1,5699
–23	134,0	0,6813	121,6	179,1	162,3	341,3	0,9204	1,5691
–22	139,5	0,6827	117,2	180,0	161,8	341,8	0,9240	1,5683
–21	145,1	0,6841	112,9	180,9	161,4	342,2	0,9276	1,5675
–20	150,9	0,6854	108,9	181,8	160,9	342,7	0,9311	1,5668
–19	156,8	0,6868	105,0	182,7	160,5	343,1	0,9346	1,5660
–18	163,0	0,6883	101,3	183,6	160,0	343,6	0,9382	1,5653
–17	169,3	0,6897	97,70	184,5	159,6	344,0	0,9417	1,5646
–16	175,8	0,6911	94,30	185,4	159,1	344,5	0,9452	1,5639
–15	182,5	0,6926	91,03	186,3	158,6	344,9	0,9487	1,5632
–14	189,4	0,6940	87,91	187,2	158,2	345,4	0,9522	1,5625
–13	196,5	0,6955	84,92	188,1	157,7	345,8	0,9556	1,5619
–12	203,8	0,6970	82,05	189,0	157,3	346,3	0,9591	1,5612
–11	211,3	0,6985	79,30	189,9	156,8	346,7	0,9626	1,5606
–10	219,0	0,7000	76,66	190,8	156,3	347,1	0,9660	1,5600
–9	226,9	0,7015	74,13	191,7	155,8	347,6	0,9694	1,5594
–8	235,1	0,7031	71,70	192,6	155,4	348,0	0,9729	1,5588
–7	243,4	0,7046	69,37	193,6	154,9	348,5	0,9763	1,5582
–6	252,0	0,7062	67,13	194,5	154,4	348,9	0,9797	1,5577
–5	260,8	0,7078	64,97	195,4	153,9	349,3	0,9831	1,5571
–4	269,9	0,7094	62,91	196,3	153,4	349,8	0,9865	1,5566
–3	279,2	0,7110	60,92	197,2	153,0	350,2	0,9899	1,5561
–2	288,7	0,7126	59,01	198,2	152,5	350,6	0,9933	1,5556
–1	298,4	0,7142	57,17	199,1	152,0	351,1	0,9966	1,5551

sturado

s	s_v
kg·K]	[kJ/kg·K]
8680	1,5854
8818	1,5843
8656	1,5832
8693	1,5821
8730	1,5810
8768	1,5800
8805	1,5790
8842	1,5780
8878	1,5770
8915	1,5760
8952	1,5751
8988	1,5742
9024	1,5733
9061	1,5724
9097	1,5716
9133	1,5707
9169	1,5699
9204	1,5691
9240	1,5683
9276	1,5675
9311	1,5668
9346	1,5660
9382	1,5653
9417	1,5646
9452	1,5639
9487	1,5632
9522	1,5625
9556	1,5619
9591	1,5612
9626	1,5606
9660	1,5600
9694	1,5594
9729	1,5588
9763	1,5582
9797	1,5577
9831	1,5571
9865	1,5566
9899	1,5561
9933	1,5556
9966	1,5551

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
0	308,5	0,7159	55,40	200,0	151,5	351,5	1,0000	1,5546
1	318,7	0,7175	53,70	200,9	151,0	351,9	1,0034	1,5541
2	329,2	0,7192	52,06	201,9	150,5	352,3	1,0067	1,5536
3	340,0	0,7209	50,48	202,8	150,0	352,8	1,0100	1,5531
4	351,1	0,7226	48,96	203,7	149,5	353,2	1,0134	1,5527
5	362,4	0,7244	47,49	204,6	149,0	353,6	1,0167	1,5522
6	374,0	0,7261	46,08	205,6	148,5	354,0	1,0200	1,5518
7	385,8	0,7279	44,72	206,5	147,9	354,4	1,0233	1,5514
8	398,0	0,7296	43,41	207,4	147,4	354,9	1,0266	1,5509
9	410,4	0,7314	42,14	208,4	146,9	355,3	1,0299	1,5505
10	423,1	0,7332	40,92	209,3	146,4	355,7	1,0332	1,5501
11	436,1	0,7351	39,74	210,3	145,8	356,1	1,0365	1,5497
12	449,4	0,7369	38,6	211,2	145,3	356,5	1,0398	1,5493
13	463,0	0,7388	37,5	212,2	144,8	356,9	1,0431	1,5490
14	476,9	0,7407	36,44	213,1	144,2	357,3	1,0463	1,5486
15	491,1	0,7426	35,42	214,0	143,7	357,7	1,0496	1,5482
16	505,7	0,7445	34,43	215,0	143,1	358,1	1,0528	1,5479
17	520,5	0,7465	33,47	216,0	142,6	358,5	1,0561	1,5475
18	535,7	0,7484	32,54	216,9	142,0	358,9	1,0593	1,5472
19	551,2	0,7504	31,65	217,9	141,5	359,3	1,0626	1,5468
20	567,0	0,7524	30,78	218,8	140,9	359,7	1,0658	1,5465
21	583,2	0,7545	29,95	219,8	140,3	360,1	1,0690	1,5462
22	599,7	0,7565	29,14	220,7	139,8	360,5	1,0723	1,5458
23	616,6	0,7586	28,35	221,7	139,2	360,9	1,0755	1,5455
24	633,8	0,7607	27,59	222,7	138,6	361,3	1,0787	1,5452
25	651,3	0,7628	26,86	223,7	138,0	361,7	1,0819	1,5449
26	669,2	0,7650	26,15	224,6	137,4	362,1	1,0851	1,5446
27	687,5	0,7672	25,46	225,6	136,8	362,4	1,0884	1,5443
28	706,1	0,7694	24,79	226,6	136,2	362,8	1,0916	1,5440
29	725,2	0,7716	24,14	227,6	135,6	363,2	1,0948	1,5437
30	744,6	0,7738	23,51	228,5	135,0	363,6	1,0980	1,5434
31	764,3	0,7761	22,9	229,5	134,4	363,9	1,1012	1,5431
32	784,5	0,7784	22,31	230,5	133,8	364,3	1,1043	1,5428
33	805,0	0,7808	21,74	231,5	133,2	364,7	1,1075	1,5425
34	826,0	0,7831	21,18	232,5	132,5	365,0	1,1107	1,5422
35	847,3	0,7855	20,64	233,5	131,9	365,4	1,1139	1,5419
36	869,1	0,7880	20,12	234,5	131,3	365,8	1,1171	1,5417
37	891,2	0,7904	19,61	235,5	130,6	366,1	1,1203	1,5414
38	913,8	0,7929	19,12	236,5	130,0	366,5	1,1235	1,5411
39	936,8	0,7954	18,64	237,5	129,3	366,8	1,1267	1,5408

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
40	960,2	0,7980	18,17	238,5	128,6	367,2	1,1298	1,5405
41	984,1	0,8006	17,72	239,6	127,9	367,5	1,1330	1,5403
42	1008	0,8032	17,28	240,6	127,3	367,8	1,1362	1,5400
43	1033	0,8059	16,85	241,6	126,6	368,2	1,1394	1,5397
44	1058	0,8086	16,44	242,6	125,9	368,5	1,1426	1,5394
45	1084	0,8113	16,03	243,7	125,2	368,8	1,1458	1,5392
46	1110	0,8141	15,64	244,7	124,5	369,1	1,1489	1,5389
47	1136	0,8170	15,26	245,7	123,7	369,5	1,1521	1,5386
48	1163	0,8198	14,89	246,8	123,0	369,8	1,1553	1,5383
49	1191	0,8227	14,52	247,8	122,3	370,1	1,1585	1,5380
50	1219	0,8257	14,17	248,9	121,5	370,4	1,1617	1,5377
51	1247	0,8287	13,83	249,9	120,8	370,7	1,1649	1,5374
52	1276	0,8318	13,49	251,0	120,0	371,0	1,1681	1,5371
53	1305	0,8349	13,17	252,1	119,2	371,3	1,1713	1,5368
54	1335	0,8380	12,85	253,1	118,4	371,6	1,1745	1,5365
55	1366	0,8412	12,54	254,2	117,7	371,9	1,1777	1,5362
56	1397	0,8445	12,24	255,3	116,8	372,2	1,1809	1,5359
57	1428	0,8478	11,95	256,4	116,0	372,4	1,1842	1,5356
58	1460	0,8512	11,66	257,5	115,2	372,7	1,1874	1,5353
59	1492	0,8546	11,38	258,6	114,4	373,0	1,1906	1,5349
60	1525	0,8581	11,11	259,7	113,5	373,2	1,1939	1,5346
61	1559	0,8617	10,85	260,8	112,7	373,5	1,1971	1,5343
62	1593	0,8653	10,59	261,9	111,8	373,7	1,2003	1,5339
63	1627	0,8690	10,34	263,0	110,9	374,0	1,2036	1,5335
64	1662	0,8728	10,09	264,2	110,0	374,2	1,2069	1,5332
65	1698	0,8766	9,849	265,3	109,1	374,4	1,2101	1,5328
66	734	0,8806	9,613	266,5	108,2	374,6	1,2134	1,5324
67	1771	0,8846	9,384	267,6	107,2	374,8	1,2167	1,5320
68	1808	0,8887	9,159	268,8	106,3	375,0	1,2200	1,5316
69	1846	0,8928	8,94	269,9	105,3	375,2	1,2233	1,5311
70	1885	0,8971	8,726	271,1	104,3	375,4	1,2267	1,5307
71	1924	0,9015	8,517	272,3	103,3	375,6	1,2300	1,5302
72	1964	0,9060	8,312	273,5	102,3	375,8	1,2333	1,5298
73	2004	0,9105	8,111	274,7	101,3	375,9	1,2367	1,5293
74	2045	0,9152	7,915	275,9	100,2	376,1	1,2401	1,5288
75	2087	0,92	7,723	277,1	99,1	376,2	1,2435	1,5282
76	2129	0,925	7,536	278,3	98,0	376,4	1,2469	1,5277
77	2171	0,93	7,352	279,6	96,9	376,5	1,2503	1,5271
78	2215	0,9352	7,172	280,8	95,8	376,6	1,2538	1,5265
79	2259	0,9406	6,995	282,1	94,6	376,7	1,2572	1,5259
80	2304	0,9461	6,822	283,3	93,4	376,8	1,2607	1,5253

	s_v [kJ/kg·K]
[illegible]	1,5405
[illegible]	1,5403
[illegible]	1,5400
[illegible]	1,5397
[illegible]	1,5394
[illegible]	1,5392
[illegible]	1,5389
[illegible]	1,5386
[illegible]	1,5383
[illegible]	1,5380
[illegible]	1,5377
[illegible]	1,5374
[illegible]	1,5371
[illegible]	1,5368
[illegible]	1,5365
[illegible]	1,5362
[illegible]	1,5359
[illegible]	1,5356
[illegible]	1,5353
[illegible]	1,5349
[illegible]	1,5346
[illegible]	1,5343
[illegible]	1,5339
[illegible]	1,5335
[illegible]	1,5332
[illegible]	1,5328
[illegible]	1,5324
[illegible]	1,5320
[illegible]	1,5316
[illegible]	1,5311
[illegible]	1,5307
[illegible]	1,5302
[illegible]	1,5298
[illegible]	1,5293
[illegible]	1,5288
[illegible]	1,5282
[illegible]	1,5277
[illegible]	1,5271
[illegible]	1,5265
[illegible]	1,5259
[illegible]	1,5253

Tabela A.4b — Propriedades termodinâmicas do refrigerante R–12 superaquecido

T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]	T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
T_{sat} = –40°C; p_{sat} = 64,14 kPa				T_{sat} = –35°C; p_{sat} = 80,66 kPa			
–35	247,78	336,3	1,5972	–30	200,12	338,7	1,5917
–30	253,55	339,1	1,6088	–25	204,78	341,5	1,6033
–25	259,3	341,9	1,6203	–20	209,39	344,4	1,6148
–20	265,01	344,8	1,6317	–15	213,99	347,3	1,6261
–15	270,69	347,7	1,6429	–10	218,55	350,2	1,6373
–10	276,35	350,5	1,6540	–5	223,09	353,1	1,6483
–5	281,99	353,5	1,6649	0	227,61	356,1	1,6592
0	287,60	356,4	1,6758	5	232,12	359,1	1,6700
5	293,20	359,3	1,6865	10	236,60	362,0	1,6806
10	298,78	362,3	1,6971	15	241,07	365,1	1,6912
15	304,34	365,3	1,7076	20	245,52	368,1	1,7017
20	309,89	368,4	1,7180	25	249,97	371,2	1,7120
T_{sat} = –30°C; p_{sat} = 100,4 kPa				T_{sat} = –25°C; p_{sat} = 123,6 kPa			
–25	163,23	341,0	1,5868	–20	134,34	343,4	1,5824
–20	167,02	343,9	1,5984	–15	137,47	346,3	1,5940
–15	170,78	346,8	1,6098	–10	140,56	349,3	1,6053
–10	174,51	349,8	1,6211	–5	143,63	352,3	1,6166
–5	178,22	352,7	1,6322	0	146,68	355,3	1,6277
0	181,91	355,7	1,6432	5	149,71	358,3	1,6386
5	185,58	358,7	1,6540	10	152,72	361,3	1,6494
10	189,23	361,7	1,6648	15	155,72	364,4	1,6601
15	192,87	364,7	1,6754	20	158,69	367,4	1,6707
20	196,49	367,8	1,6859	25	161,66	370,5	1,6811
25	200,10	370,9	1,6963	30	164,61	373,6	1,6915
30	203,69	374,0	1,7066	35	167,55	376,8	1,7017
T_{sat} = –20°C; p_{sat} = 150,9,kPa				T_{sat} = –15°C; p_{sat} = 182,5 kPa			
–15	111,50	345,7	1,5785	–10	93,25	348,0	1,5749
–10	114,10	348,7	1,5900	–5	95,44	351,0	1,5864
–5	116,67	351,7	1,6013	0	97,6	354,1	1,5978
0	119,23	354,7	1,6125	5	99,74	357,2	1,6089
5	121,76	357,8	1,6236	10	101,86	360,3	1,6200
10	124,27	360,8	1,6345	15	103,97	363,4	1,6308
15	126,76	363,9	1,6453	20	106,06	366,5	1,6416
20	129,24	367,0	1,6559	25	108,13	369,6	1,6522
25	131,71	370,1	1,6664	30	110,19	372,8	1,6627
30	134,16	373,3	1,6769	35	112,24	376,0	1,6730
35	136,60	376,4	1,6871	40	114,28	379,1	1,6833
40	139,04	379,6	1,6973	45	116,31	382,3	1,6934
T_{sat} = –10°C; p_{sat} = 219 kPa				T_{sat} = –5°C; p_{sat} = 260,8 kPa			
–5	78,54	350,3	1,5717	0	66,59	352,5	1,5689
0	80,40	353,4	1,5832	5	68,18	355,7	1,5804
5	82,24	356,5	1,5946	10	69,75	358,9	1,5917
10	84,05	359,6	1,6057	15	71,30	362,0	1,6029
15	85,85	362,8	1,6167	20	72,83	365,2	1,6139
20	87,62	365,9	1,6276	25	74,35	368,4	1,6247
25	89,39	369,1	1,6383	30	75,85	371,7	1,6354
30	91,14	372,3	1,6489	35	77,34	374,9	1,6459
35	92,88	375,5	1,6593	40	78,82	378,1	1,6563
40	94,60	378,7	1,6696	45	80,29	381,4	1,6666
45	96,32	381,9	1,6798	50	81,75	384,6	1,6768
50	98,03	385,1	1,6899	55	83,19	387,9	1,6868

T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
T_{sat} = 0°C; p_{sat} = 308,5 kPa			
5	56,80	354,7	1,5663
10	58,17	358,0	1,5778
15	59,53	361,2	1,5892
20	60,86	364,4	1,6003
25	62,18	367,7	1,6113
30	63,48	370,9	1,6221
35	64,77	374,2	1,6328
40	66,05	377,5	1,6433
45	67,32	380,7	1,6537
50	68,58	384,0	1,664,0
55	69,82	387,3	1,6741
60	71,06	390,6	1,6841
T_{sat} = 10°C; p_{sat} = 423,1 kPa			
15	41,99	359,1	1,5620
20	43,04	362,4	1,5735
25	44,08	365,8	1,5849
30	45,09	369,2	1,5961
35	46,09	372,5	1,6071
40	47,07	375,9	1,6179
45	48,05	379,2	1,6285
50	49,01	382,6	1,6390
55	49,96	386,0	1,6493
60	50,91	389,3	1,6595
65	51,84	392,7	1,6696
70	52,77	396,1	1,6796
T_{sat} = 20°C; p_{sat} = 567 kPa			
25	31,63	363,3	1,5584
30	32,46	366,8	1,5701
35	33,27	370,3	1,5815
40	34,06	373,8	1,5928
45	34,84	377,2	1,6038
50	35,61	380,7	1,6146
55	36,36	384,2	1,6252
60	37,11	387,6	1,6357
65	37,84	391,1	1,6460
70	38,57	394,5	1,6561
75	39,29	398,0	1,6662
80	40,00	401,5	1,6761
T_{sat} = 30°C; p_{sat} = 744,6 kPa			
35	24,20	367,3	1,5555
40	24,87	371,0	1,5673
45	25,52	374,6	1,5788
50	26,16	378,2	1,5901
55	26,78	381,8	1,6012
60	27,40	385,4	1,6120
65	28,00	389,0	1,6227
70	28,59	392,5	1,6331
75	29,17	396,1	1,6434
80	29,74	399,7	1,6536
85	30,31	403,2	1,6636
90	30,87	406,8	1,6734

T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
T_{sat} = 5°C; p_{sat} = 362,4 kPa			
10	48,71	356,9	1,5640
15	49,91	360,2	1,5756
20	51,09	363,5	1,5869
25	52,25	366,8	1,5981
30	53,39	370,1	1,6091
35	54,52	373,4	1,6199
40	55,64	376,7	1,6305
45	56,74	380,0	1,6410
50	57,84	383,4	1,6514
55	58,92	386,7	1,6616
60	60,00	390,0	1,6717
65	61,07	393,4	1,6817
T_{sat} =15°C; p_{sat} = 491,1 kPa			
20	36,37	361,2	1,5601
25	37,3	364,6	1,5717
30	38,21	368,1	1,5831
35	39,10	371,5	1,5943
40	39,98	374,9	1,6053
45	40,85	378,3	1,6161
50	41,70	381,7	1,6267
55	42,55	385,1	1,6372
60	43,38	388,5	1,6475
65	44,21	392,0	1,6577
70	45,02	395,4	1,6678
75	45,83	398,8	1,6777
T_{sat} = 25°C; p_{sat} = 651,3 kPa			
30	27,62	365,3	1,5569
35	28,36	368,9	1,5686
40	29,09	372,5	1,5801
45	29,80	376,0	1,5914
50	30,49	379,5	1,6024
55	31,17	383,1	1,6132
60	31,84	386,6	1,6238
65	32,50	390,1	1,6343
70	33,16	393,6	1,6446
75	33,80	397,1	1,6548
80	34,44	400,6	1,6648
85	35,07	404,1	1,6747
T_{sat} = 35°C; p_{sat} = 847,3 kPa			
40	21,27	369,2	1,5542
45	21,88	373,0	1,5661
50	22,47	376,7	1,5777
55	23,05	380,4	1,5890
60	23,61	384,0	1,6001
65	24,16	387,7	1,6110
70	24,70	391,3	1,6216
75	25,23	394,9	1,6321
80	25,76	398,6	1,6424
85	26,27	402,2	1,6526
90	26,78	405,8	1,6625
95	27,28	409,4	1,6724

s [kJ/kg·K]
1,5640
1,5756
1,5869
1,5981
1,6091
1,6199
1,6305
1,6410
1,6514
1,6616
1,6717
1,6817
1,5601
1,5717
1,5831
1,5943
1,6053
1,6161
1,6267
1,6372
1,6475
1,6577
1,6678
1,6777
1,5569
1,5686
1,5801
1,5914
1,6024
1,6132
1,6238
1,6343
1,6446
1,6548
1,6648
1,6747
1,5542
1,5661
1,5777
1,5890
1,6001
1,6110
1,6216
1,6321
1,6424
1,6526
1,6625
1,6724

T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
T_{sat} = 40°C; p_{sat} = 960,2 kPa			
45	18,75	371,1	1,5529
50	19,31	374,9	1,5649
55	19,85	378,7	1,5766
60	20,37	382,5	1,5880
65	20,88	386,2	1,5991
70	21,38	389,9	1,6100
75	21,87	393,6	1,6207
80	22,35	397,3	1,6312
85	22,82	401,0	1,6415
90	23,29	404,6	1,6517
95	23,74	408,3	1,6617
100	24,19	411,9	1,6715
T_{sat} = 50°C; p_{sat} = 1219 kPa			
55	14,67	374,5	1,5505
60	15,15	378,6	1,5627
65	15,61	382,6	1,5746
70	16,05	386,5	1,5862
75	16,48	390,4	1,5975
80	16,89	394,3	1,6084
85	17,30	398,1	1,6192
90	17,70	401,9	1,6297
95	18,09	405,7	1,6401
100	18,47	409,5	1,6503
105	18,85	413,2	1,6602
110	19,22	417,0	1,6701

T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
T_{sat} = 45°C; p_{sat} = 1084 kPa			
50	16,57	372,8	1,5517
55	17,08	376,8	1,5638
60	17,58	380,7	1,5756
65	18,06	384,5	1,5871
70	18,53	388,4	1,5983
75	18,98	392,1	1,6092
80	19,43	395,9	1,6199
85	19,86	399,6	1,6304
90	20,29	403,4	1,6408
95	20,71	407,1	1,6509
100	21,12	410,8	1,6609
105	21,53	414,5	1,6707

Tabela A.5a — Propriedades termodinâmicas do refrigerante R–134a saturado

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
–40	51,63	0,7055	356,9	150,8	222,7	373,6	0,80642	1,7617
–39	54,36	0,7069	340,0	152,0	222,2	374,2	0,8113	1,76027
–38	57,22	0,7083	324,1	153,1	221,7	374,8	0,81617	1,75887
–37	60,19	0,7098	309,0	154,3	221,2	375,4	0,82104	1,7575
–36	63,29	0,7113	294,8	155,4	220,6	376,0	0,82591	1,75615
–35	66,52	0,7127	281,3	156,6	220,1	376,7	0,83078	1,75483
–34	69,88	0,7142	268,6	157,7	219,5	377,3	0,83565	1,75355
–33	73,37	0,7157	256,5	158,9	219,0	377,9	0,84052	1,75228
–32	77,01	0,7172	245,1	160,1	218,4	378,5	0,84538	1,75105
–31	80,78	0,7187	234,3	161,3	217,8	379,1	0,85025	1,74984
–30	84,70	0,7202	224,1	162,4	217,3	379,7	0,85511	1,74865
–29	88,78	0,7218	214,4	163,6	216,7	380,3	0,85997	1,74749
–28	93,01	0,7233	205,2	164,8	216,1	380,9	0,86483	1,74636
–27	97,40	0,7249	196,5	166,0	215,5	381,5	0,86969	1,74524
–26	102,0	0,7265	188,2	167,2	214,9	382,2	0,87455	1,74416
–25	106,7	0,7280	180,3	168,4	214,3	382,8	0,87940	1,74309
–24	111,6	0,7296	172,8	169,6	213,7	383,4	0,88425	1,74205
–23	116,6	0,7312	165,7	170,9	213,1	384,0	0,8891	1,74103
–22	121,9	0,7328	159,0	172,1	212,5	384,6	0,89395	1,74003
–21	127,3	0,7345	152,5	173,3	211,9	385,2	0,89880	1,73905
–20	133,0	0,7361	146,4	174,5	211,3	385,8	0,90364	1,73809
–19	138,8	0,7378	140,6	175,8	210,6	386,4	0,90849	1,73716
–18	144,8	0,7395	135,0	177,0	210,0	387,0	0,91333	1,73624
–17	151,0	0,7411	129,7	178,2	209,3	387,6	0,91816	1,73534
–16	157,5	0,7428	124,7	179,5	208,7	388,2	0,92300	1,73447
–15	164,1	0,7445	119,9	180,7	208,0	388,8	0,92783	1,73361
–14	171,0	0,7463	115,3	182,0	207,4	389,3	0,93266	1,73277
–13	178,1	0,748	110,9	183,2	206,7	389,9	0,93749	1,73195
–12	185,4	0,7498	106,7	184,5	206,0	390,5	0,94232	1,73114
–11	193,0	0,7515	102,7	185,8	205,3	391,1	0,94714	1,73036
–10	200,8	0,7533	98,93	187,0	204,6	391,7	0,95196	1,72959
–9	208,8	0,7551	95,28	188,3	203,9	392,3	0,95678	1,72883
–8	217,1	0,7569	91,80	189,6	203,2	392,9	0,96159	1,72810
–7	225,7	0,7588	88,47	190,9	202,5	393,4	0,9664	1,72737
–6	234,5	0,7606	85,28	192,2	201,8	394,0	0,97121	1,72667
–5	243,5	0,7625	82,23	193,5	201,1	394,6	0,97602	1,72598
–4	252,9	0,7644	79,31	194,8	200,4	395,2	0,98082	1,7253
–3	262,5	0,7663	76,52	196,1	199,7	395,7	0,98562	1,72464
–2	272,4	0,7682	73,84	197,4	198,9	396,3	0,99042	1,72400
–1	282,6	0,7701	71,28	198,7	198,2	396,9	0,99521	1,72337

rado

s_v [kJ/kg·K]
1,7617
1,76027
1,75887
1,7575
1,75615
1,75483
1,75355
1,75228
1,75105
1,74984
1,74865
1,74749
1,74636
1,74524
1,74416
1,74309
1,74205
1,74103
1,74003
1,73905
1,73809
1,73716
1,73624
1,73534
1,73447
1,73361
1,73277
1,73195
1,73114
1,73036
1,72959
1,72883
1,72810
1,72737
1,72667
1,72598
1,7253
1,72464
1,72400
1,72337

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
0	293,0	0,7721	68,82	200,0	197,4	397,4	1,00000	1,72275
1	303,8	0,7741	66,46	201,3	196,7	398,0	1,00479	1,72214
2	314,9	0,7761	64,20	202,6	195,9	398,6	1,00957	1,72155
3	326,2	0,7781	62,03	204,0	195,1	399,1	1,01435	1,72097
4	337,9	0,7801	59,94	205,3	194,4	399,7	1,01913	1,72040
5	349,9	0,7821	57,94	206,6	193,6	400,2	1,02390	1,71985
6	362,3	0,7842	56,02	208,0	192,8	400,8	1,02867	1,71930
7	374,9	0,7863	54,18	209,3	192,0	401,3	1,03343	1,71877
8	387,9	0,7884	52,41	210,7	191,2	401,9	1,03820	1,71825
9	401,3	0,7906	50,70	212,0	190,4	402,4	1,04296	1,71774
10	415,0	0,7927	49,07	213,4	189,6	403,0	1,04771	1,71724
11	429,0	0,7949	47,49	214,7	188,8	403,5	1,05246	1,71675
12	443,4	0,7971	45,97	216,1	187,9	404,0	1,05721	1,71627
13	458,2	0,7994	44,52	217,5	187,1	404,6	1,06196	1,71580
14	473,3	0,8016	43,11	218,8	186,3	405,1	1,0667	1,71534
15	488,8	0,8039	41,76	220,2	185,4	405,6	1,07144	1,71488
16	504,7	0,8062	40,46	221,6	184,6	406,1	1,07617	1,71444
17	521,0	0,8086	39,21	223,0	183,7	406,7	1,08090	1,71400
18	537,7	0,8109	38,00	224,4	182,8	407,2	1,08563	1,71358
19	554,8	0,8133	36,84	225,7	182,0	407,7	1,09035	1,71316
20	572,3	0,8157	35,71	227,1	181,1	408,2	1,09507	1,71274
21	590,2	0,8182	34,63	228,5	180,2	408,7	1,09979	1,71234
22	608,5	0,8207	33,59	229,9	179,3	409,2	1,10450	1,71194
23	627,2	0,8232	32,58	231,4	178,4	409,7	1,10921	1,71154
24	646,4	0,8257	31,61	232,8	177,5	410,2	1,11392	1,71115
25	666,0	0,8283	30,67	234,2	176,6	410,7	1,11862	1,71077
26	686,1	0,8309	29,76	235,6	175,6	411,2	1,12332	1,71040
27	706,6	0,8335	28,89	237,0	174,7	411,7	1,12802	1,71002
28	727,6	0,8362	28,04	238,5	173,8	412,2	1,13272	1,70965
29	749,0	0,8389	27,23	239,9	172,8	412,7	1,13741	1,70929
30	770,9	0,8417	26,44	241,3	171,8	413,2	1,14210	1,70893
31	793,3	0,8445	25,67	242,8	170,9	413,6	1,14678	1,70857
32	816,1	0,8473	24,94	244,2	169,9	414,1	1,15146	1,70822
33	839,5	0,8501	24,22	245,7	168,9	414,6	1,15614	1,70787
34	863,3	0,8531	23,53	247,1	167,9	415,0	1,16082	1,70752
35	887,7	0,856	22,86	248,6	166,9	415,5	1,1655	1,70717
36	912,5	0,859	22,22	250,0	165,9	416,0	1,17017	1,70682
37	937,9	0,862	21,59	251,5	164,9	416,4	1,17484	1,70648
38	963,8	0,8651	20,99	253,0	163,9	416,8	1,17952	1,70613
39	990,2	0,8683	20,40	254,5	162,8	417,3	1,18418	1,70579

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
40	1017	0,8715	19,83	255,9	161,8	417,7	1,18885	1,70544
41	1045	0,8747	19,28	257,4	160,7	418,2	1,19352	1,70509
42	1073	0,8780	18,74	258,9	159,6	418,6	1,19818	1,70474
43	1101	0,8813	18,23	260,4	158,6	419,0	1,20285	1,70439
44	1131	0,8847	17,72	261,9	157,5	419,4	1,20751	1,70404
45	1160	0,8882	17,24	263,4	156,4	419,8	1,21217	1,70368
46	1191	0,8917	16,76	264,9	155,3	420,2	1,21684	1,70332
47	1222	0,8953	16,3	266,5	154,1	420,6	1,22150	1,70295
48	1253	0,8989	15,86	268,0	153,0	421,0	1,22617	1,70258
49	1285	0,9026	15,43	269,5	151,9	421,4	1,23083	1,70220
50	1318	0,9064	15,01	271,1	150,7	421,8	1,23550	1,70182
51	1351	0,9103	14,60	272,6	149,5	422,1	1,24017	1,70143
52	1385	0,9142	14,20	274,1	148,3	422,5	1,24484	1,70103
53	1420	0,9182	13,82	275,7	147,1	422,8	1,24951	1,70062
54	1455	0,9223	13,44	277,3	145,9	423,2	1,25419	1,70020
55	1491	0,9265	13,08	278,8	144,7	423,5	1,25887	1,69977
56	1528	0,9308	12,73	280,4	143,4	423,8	1,26355	1,69933
57	1565	0,9352	12,38	282,0	142,2	424,2	1,26824	1,69888
58	1603	0,9396	12,05	283,6	140,9	424,5	1,27294	1,69842
59	1642	0,9442	11,72	285,2	139,6	424,8	1,27764	1,69794
60	1681	0,9489	11,40	286,8	138,3	425,1	1,28235	1,69744
61	1721	0,9536	11,10	288,4	137,0	425,3	1,28706	1,69693
62	1762	0,9585	10,79	290,0	135,6	425,6	1,29179	1,69640
63	1803	0,9636	10,50	291,6	134,2	425,9	1,29652	1,69585
64	1846	0,9687	10,22	293,3	132,8	426,1	1,30126	1,69527
65	1889	0,9740	9,937	294,9	131,4	426,3	1,30602	1,69468
66	1932	0,9794	9,665	296,6	130,0	426,6	1,31078	1,69406
67	1977	0,9850	9,400	298,2	128,5	426,8	1,31556	1,69342
68	2022	0,9908	9,142	299,9	127,0	427,0	1,32036	1,69275
69	2068	0,9967	8,889	301,6	125,5	427,1	1,32517	1,69205
70	2115	1,003	8,643	303,3	124,0	427,3	1,33000	1,69131
71	2163	1,009	8,402	305,0	122,4	427,4	1,33485	1,69055
72	2211	1,016	8,166	306,7	120,8	427,6	1,33972	1,68974
73	2261	1,022	7,936	308,5	119,2	427,7	1,34461	1,68890
74	2311	1,029	7,711	310,2	117,5	427,8	1,34953	1,68801
75	2362	1,036	7,491	312,0	115,8	427,8	1,35447	1,68708
76	2414	1,044	7,275	313,8	114,1	427,9	1,35945	1,68610
77	2467	1,052	7,064	315,6	112,3	427,9	1,36446	1,68506
78	2520	1,06	6,856	317,4	110,4	427,9	1,36951	1,68396
79	2575	1,068	6,653	319,3	108,5	427,8	1,37459	1,6828
80	2631	1,077	6,454	321,2	106,6	427,8	1,37972	1,68158

	s_v [kJ/kg·K]
3885	1,70544
3352	1,70509
3818	1,70474
2285	1,70439
2751	1,70404
1217	1,70368
1684	1,70332
2150	1,70295
2617	1,70258
3083	1,70220
3550	1,70182
4017	1,70143
4484	1,70103
4951	1,70062
5419	1,70020
5887	1,69977
6355	1,69933
6824	1,69888
7294	1,69842
7764	1,69794
8235	1,69744
8706	1,69693
9179	1,69640
9652	1,69585
0126	1,69527
0602	1,69468
1078	1,69406
1556	1,69342
2036	1,69275
2517	1,69205
3000	1,69131
3485	1,69055
3972	1,68974
4461	1,68890
4953	1,68801
5447	1,68708
5945	1,68610
6446	1,68506
6951	1,68396
7459	1,6828
7972	1,68158

Tabela A.5b — Propriedades termodinâmicas do refrigerante R-134a superaquecido

T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]	T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
T_{sat} = −40°C; p_{sat} = 51,63 kPa				T_{sat} = −35°C; p_{sat} = 66,52 kPa			
−35	365,5	377,3	1,7776	−30	288,1	380,5	1,7707
−30	374,1	381,1	1,7933	−25	294,9	384,3	1,7864
−25	382,6	384,9	1,8088	−20	301,5	388,2	1,8019
−20	391,0	388,7	1,8242	−15	308,2	392,1	1,8173
−15	399,4	392,6	1,8394	−10	314,8	396,1	1,8325
−10	407,8	396,6	1,8544	−5	321,3	400,1	1,8475
−5	416,1	400,5	1,8694	0	327,9	404,1	1,8624
0	424,4	404,5	1,8842	5	334,3	408,2	1,8771
5	432,6	408,6	1,8988	10	340,8	412,3	1,8918
10	440,9	412,7	1,9134	15	347,2	416,4	1,9063
15	449,1	416,8	1,9278	20	353,6	420,6	1,9207
20	457,2	420,9	1,9422	25	360,0	424,8	1,935,0
T_{sat} = −30°C; p_{sat} = 84,7 kPa				T_{sat} = −25°C; p_{sat} = 106,7kPa			
−25	229,5	383,6	1,7646	−20	184,7	386,8	1,7590
−20	234,9	387,6	1,7803	−15	189,1	390,8	1,7748
−15	240,3	391,5	1,7958	−10	193,4	394,8	1,7903
−10	245,6	395,5	1,8111	−5	197,6	398,9	1,8056
−5	250,8	399,6	1,8263	0	201,9	403,0	1,8208
0	256,0	403,6	1,8413	5	206,1	407,1	1,8358
5	261,2	407,7	1,8562	10	210,2	411,3	1,8507
10	266,3	411,9	1,8709	15	214,4	415,5	1,8654
15	271,5	416,0	1,8855	20	218,5	419,8	1,8799
20	276,6	420,2	1,9000	25	222,6	424,0	1,8944
25	281,6	424,5	1,9143	30	226,6	428,3	1,9087
30	286,7	428,8	1,9286	35	230,7	432,7	1,9229
T_{sat} = −20°C; p_{sat} = 133 kPa				T_{sat} = −15°C; p_{sat} = 164,1 kPa			
−15	150,0	389,9	1,7541	−10	122,9	392,9	1,7497
−10	153,6	394,0	1,7699	−5	125,8	397,1	1,7655
−5	157,1	398,1	1,7854	0	128,7	401,4	1,7811
0	160,6	402,3	1,8008	5	131,6	405,6	1,7965
5	1640	406,4	1,8159	10	134,4	409,9	1,8117
10	167,4	410,7	1,8309	15	137,3	414,2	1,8267
15	170,8	414,9	1,8458	20	140,0	418,5	1,8415
20	174,2	419,2	1,8605	25	142,8	422,8	1,8562
25	177,5	423,5	1,8751	30	145,5	427,2	1,8708
30	180,8	427,8	1,8895	35	148,3	431,6	1,8852
35	184,1	432,2	1,9038	40	151,0	436,0	1,8995
40	187,4	436,6	1,9179	45	153,6	440,5	1,9136
T_{sat} = −10°C; p_{sat} = 200,8 kPa				T_{sat} = −5°C; p_{sat} = 243,5 kPa			
−5	101,4	396,0	1,7457	0	84,36	399,0	1,7422
0	103,9	400,3	1,7616	5	86,45	403,4	1,7582
5	106,3	404,6	1,7773	10	88,50	407,8	1,7739
10	108,7	408,9	1,7927	15	90,52	412,2	1,7894
15	111,1	413,3	1,8079	20	92,51	416,7	1,8047
20	113,4	417,6	1,823,0	25	94,48	421,1	1,8197
25	115,8	422,0	1,8378	30	96,42	425,6	1,8346
30	118,0	426,5	1,8525	35	98,34	430,1	1,8493
35	120,3	430,9	1,8671	40	100,2	434,6	1,8639
40	122,6	435,4	1,8815	45	102,1	439,1	1,8783
45	124,8	439,9	1,8957	50	104,0	443,7	1,8925
50	127,0	444,4	1,9099	55	105,8	448,3	1,9066

T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]	T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
T_{sat} = 0°C; p_{sat} = 293 kPa				T_{sat} = 5°C; p_{sat} = 349,9 kPa			
5	70,64	401,9	1,7391	10	59,52	404,9	1,7364
10	72,42	406,5	1,7552	15	61,06	409,5	1,7525
15	74,17	411	1,7710	20	62,56	414,1	1,7684
20	75,89	415,5	1,7865	25	64,03	418,7	1,784,0
25	77,58	420,0	1,8018	30	65,48	423,3	1,7994
30	79,24	424,5	1,8169	35	66,91	428,0	1,8146
35	80,89	429,1	1,8318	40	68,31	432,6	1,8295
40	82,51	433,7	1,8466	45	69,70	437,3	1,8443
45	84,12	438,3	1,8611	50	71,07	441,9	1,8588
50	85,71	442,9	1,8755	55	72,42	446,6	1,8733
55	87,29	447,5	1,8898	60	73,76	451,3	1,8875
60	88,85	452,2	1,9039	65	75,09	456,1	1,9016
T_{sat} = 10°C; p_{sat} = 415 kPa				T_{sat} = 15°C; p_{sat} = 488,8 kPa			
15	50,44	407,7	1,7339	20	42,97	410,5	1,7317
20	51,78	412,5	1,7502	25	44,14	415,4	1,7482
25	53,08	417,2	1,7662	30	45,29	420,2	1,7643
30	54,36	421,9	1,7819	35	46,40	425,1	1,7801
35	55,61	426,6	1,7974	40	47,49	429,9	1,7957
40	56,84	431,4	1,8126	45	48,56	434,7	1,8109
45	58,05	436,1	1,8276	50	49,61	439,5	1,8260
50	59,24	440,8	1,8424	55	50,64	444,4	1,8408
55	60,42	445,6	1,8570	60	51,66	449,2	1,8554
60	61,58	450,4	1,8714	65	52,67	454,1	1,8699
65	62,73	455,1	1,8857	70	53,66	458,9	1,8842
70	63,87	459,9	1,8998	75	54,64	463,8	1,8983
T_{sat} = 20°C; p_{sat} = 572,3 kPa				T_{sat} = 25°C; p_{sat} = 666 kPa			
25	36,79	413,3	1,7298	30	31,63	415,9	1,7281
30	37,82	418,3	1,7464	35	32,56	421,1	1,7449
35	38,83	423,2	1,7627	40	33,45	426,2	1,7613
40	39,81	428,2	1,7786	45	34,32	431,2	1,7774
45	40,77	433,1	1,7942	50	35,17	436,3	1,7931
50	41,71	438,0	1,8096	55	36,00	441,3	1,8085
55	42,63	442,9	1,8247	60	36,81	446,3	1,8237
60	43,53	447,9	1,8396	65	37,6	451,3	1,8386
65	44,42	452,8	1,8542	70	38,38	456,4	1,8533
70	45,29	457,7	1,8687	75	39,15	461,4	1,8679
75	46,16	462,7	1,8830	80	39,91	466,4	1,8822
80	47,01	467,6	1,8972	85	40,66	471,4	1,8963
T_{sat} = 30°C; p_{sat} = 770,9 kPa				T_{sat} = 35°C; p_{sat} = 887,7kPa			
35	27,31	418,5	1,7265	40	23,65	421,1	1,7250
40	28,14	423,8	1,7435	45	24,41	426,5	1,7423
45	28,94	429,1	1,7601	50	25,13	431,9	1,7591
50	29,72	434,3	1,7763	55	25,83	437,2	1,7755
55	30,47	439,4	1,7922	60	26,51	442,5	1,7914
60	31,21	444,6	1,8077	65	27,17	447,7	1,8071
65	31,93	449,7	1,8229	70	27,81	453,0	1,8224
70	32,63	454,8	1,8379	75	28,44	458,2	1,8375
75	33,32	459,9	1,8527	80	29,05	463,4	1,8523
80	34,00	465,0	1,8673	85	29,66	468,6	1,8669
85	34,67	470,1	1,8816	90	30,25	473,8	1,8813
90	35,33	475,2	1,8958	95	30,83	479,0	1,8955

[kg]	s [kJ/kg·K]
kPa	
9	1,7364
8	1,7525
1	1,7684
7	1,784,0
3	1,7994
0	1,8146
6	1,8295
3	1,8443
9	1,8588
6	1,8733
3	1,8875
1	1,9016
kPa	
5	1,7317
4	1,7482
2	1,7643
1	1,7801
9	1,7957
7	1,8109
5	1,8260
4	1,8408
2	1,8554
1	1,8699
9	1,8842
8	1,8983
kPa	
9	1,7281
7	1,7449
2	1,7613
2	1,7774
3	1,7931
3	1,8085
3	1,8237
3	1,8386
4	1,8533
4	1,8679
4	1,8822
4	1,8963
kPa	
1	1,7250
6	1,7423
9	1,7591
2	1,7755
5	1,7914
7	1,8071
0	1,8224
2	1,8375
4	1,8523
6	1,8669
8	1,8813
0	1,8955

T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
T_{sat} = 40°C; p_{sat} = 1017 kPa			
45	20,55	423,5	1,7237
50	21,24	429,1	1,7412
55	21,9	434,6	1,7582
60	22,54	440,1	1,7748
65	23,15	445,5	1,7909
70	23,74	450,9	1,8067
75	24,32	456,2	1,8221
80	24,88	461,5	1,8373
85	25,43	466,8	1,8522
90	25,97	472,1	1,8668
95	26,50	477,4	1,8813
100	27,02	482,7	1,8955
T_{sat} = 50°C; p_{sat} = 1318 kPa			
55	15,64	428,0	1,7209
60	16,22	434,0	1,7392
65	16,78	439,9	1,7567
70	17,31	445,7	1,7737
75	17,82	451,4	1,7902
80	18,31	457,0	1,8062
85	18,79	462,6	1,8219
90	19,25	468,1	1,8373
95	19,70	473,6	1,8523
100	20,14	479,1	1,8671
105	20,57	484,6	1,8817
110	20,99	490,0	1,8960

T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
T_{sat} = 4 5°C; p_{sat} = 1160 kPa			
50	17,91	425,8	1,7223
55	18,54	431,6	1,7402
60	19,15	437,3	1,7574
65	19,72	442,9	1,7742
70	20,28	448,5	1,7905
75	20,82	454,0	1,8064
80	21,34	459,4	1,8219
85	21,85	464,9	1,8372
90	22,35	470,3	1,8522
95	22,83	475,6	1,8669
100	23,31	481,0	1,8814
105	23,77	486,4	1,8957

Tabela A.6a — Propriedades termodinâmicas do refrigerante R–22 saturado

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
–40	104,9	0,7093	205,7	155,4	233,2	388,6	0,8249	1,8251
–39	109,9	0,7108	197,0	156,5	232,6	389,1	0,8294	1,8227
–38	115,0	0,7123	188,8	157,5	232,0	389,5	0,8339	1,8205
–37	120,4	0,7138	180,9	158,6	231,4	390,0	0,8384	1,8182
–36	125,9	0,7153	173,5	159,7	230,8	390,4	0,8429	1,8160
–35	131,6	0,7168	166,4	160,7	230,2	390,9	0,8474	1,8138
–34	137,6	0,7183	159,7	161,8	229,5	391,4	0,8519	1,8117
–33	143,7	0,7198	153,3	162,9	228,9	391,8	0,8564	1,8095
–32	150,1	0,7214	147,2	164,0	228,3	392,3	0,8609	1,8074
–31	156,6	0,7229	141,4	165,1	227,6	392,7	0,8653	1,8054
–30	163,4	0,7245	135,8	166,1	227,0	393,1	0,8698	1,8033
–29	170,4	0,7261	130,6	167,2	226,4	393,6	0,8742	1,8013
–28	177,7	0,7277	125,6	168,3	225,7	394,0	0,8786	1,7993
–27	185,2	0,7293	120,8	169,4	225,1	394,5	0,8831	1,7973
–26	192,9	0,7309	116,2	170,5	224,4	394,9	0,8875	1,7954
–25	200,9	0,7325	111,9	171,6	223,7	395,3	0,8919	1,7934
–24	209,2	0,7342	107,7	172,7	223,1	395,8	0,8963	1,7915
–23	217,6	0,7358	103,7	173,8	222,4	396,2	0,9007	1,7897
–22	226,4	0,7375	99,93	174,9	221,7	396,6	0,9051	1,7878
–21	235,4	0,7392	96,31	176,0	221,0	397,0	0,9095	1,7860
–20	244,7	0,7409	92,84	177,1	220,3	397,5	0,9139	1,7842
–19	254,3	0,7426	89,53	178,3	219,6	397,9	0,9182	1,7824
–18	264,2	0,7443	86,35	179,4	218,9	398,3	0,9226	1,7806
–17	274,4	0,7461	83,32	180,5	218,2	398,7	0,9269	1,7789
–16	284,8	0,7478	80,41	181,6	217,5	399,1	0,9313	1,7771
–15	295,6	0,7496	77,62	182,7	216,8	399,5	0,9356	1,7754
–14	306,7	0,7514	74,96	183,9	216,1	400,0	0,9400	1,7737
–13	318,1	0,7532	72,40	185,0	215,3	400,4	0,9443	1,7721
–12	329,8	0,7550	69,95	186,1	214,6	400,8	0,9486	1,7704
–11	341,8	0,7569	67,60	187,3	213,9	401,2	0,9529	1,7688
–10	354,2	0,7587	65,34	188,4	213,1	401,6	0,9573	1,7671
–9	366,9	0,7606	63,17	189,6	212,4	402,0	0,9616	1,7655
–8	379,9	0,7625	61,09	190,7	211,6	402,3	0,9659	1,7640
–7	393,3	0,7644	59,10	191,9	210,9	402,7	0,9701	1,7624
–6	407,1	0,7663	57,18	193,0	210,1	403,1	0,9744	1,7608
–5	421,2	0,7683	55,34	194,2	209,3	403,5	0,9787	1,7593
–4	435,7	0,7703	53,57	195,3	208,5	403,9	0,9830	1,7578
–3	450,6	0,7722	51,86	196,5	207,8	404,3	0,9872	1,7563
–2	465,8	0,7743	50,23	197,7	207,0	404,6	0,9915	1,7548
–1	481,4	0,7763	48,65	198,8	206,2	405,0	0,9958	1,7533

turado

s_v [kJ/kg·K]
1,8251
1,8227
1,8205
1,8182
1,8160
1,8138
1,8117
1,8095
1,8074
1,8054
1,8033
1,8013
1,7993
1,7973
1,7954
1,7934
1,7915
1,7897
1,7878
1,7860
1,7842
1,7824
1,7806
1,7789
1,7771
1,7754
1,7737
1,7721
1,7704
1,7688
1,7671
1,7655
1,7640
1,7624
1,7608
1,7593
1,7578
1,7563
1,7548
1,7533

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
0	497,4	0,7783	47,13	200,0	205,4	405,4	1,0000	1,7518
1	513,8	0,7804	45,68	201,2	204,6	405,7	1,0042	1,7504
2	530,7	0,7825	44,27	202,4	203,7	406,1	1,0085	1,7489
3	547,9	0,7846	42,92	203,5	202,9	406,4	1,0127	1,7475
4	565,5	0,7867	41,61	204,7	202,1	406,8	1,0169	1,7461
5	583,6	0,7889	40,35	205,9	201,2	407,1	1,0212	1,7446
6	602,1	0,7911	39,14	207,1	200,4	407,5	1,0254	1,7433
7	621,0	0,7933	37,98	208,3	199,6	407,8	1,0296	1,7419
8	640,4	0,7955	36,85	209,5	198,7	408,2	1,0338	1,7405
9	660,2	0,7977	35,76	210,7	197,8	408,5	1,0380	1,7391
10	680,5	0,8000	34,71	211,9	197,0	408,8	1,0422	1,7378
11	701,2	0,8023	33,70	213,1	196,1	409,2	1,0464	1,7364
12	722,4	0,8046	32,72	214,3	195,2	409,5	1,0506	1,7351
13	744,1	0,8070	31,78	215,5	194,3	409,8	1,0547	1,7337
14	766,2	0,8094	30,87	216,7	193,4	410,1	1,0589	1,7324
15	788,9	0,8118	29,99	217,9	192,5	410,4	1,0631	1,7311
16	812,0	0,8142	29,14	219,2	191,6	410,7	1,0673	1,7298
17	835,7	0,8167	28,31	220,4	190,7	411,0	1,0714	1,7285
18	859,8	0,8192	27,52	221,6	189,7	411,3	1,0756	1,7272
19	884,5	0,8217	26,75	222,8	188,8	411,6	1,0797	1,7259
20	909,6	0,8243	26,00	224,1	187,8	411,9	1,0839	1,7246
21	935,3	0,8269	25,28	225,3	186,9	412,2	1,0881	1,7234
22	961,6	0,8295	24,59	226,6	185,9	412,5	1,0922	1,7221
23	988,4	0,8322	23,91	227,8	184,9	412,8	1,0963	1,7208
24	1016	0,8349	23,26	229,1	184,0	413,0	1,1005	1,7195
25	1044	0,8376	22,62	230,3	183,0	413,3	1,1046	1,7183
26	1072	0,8404	22,01	231,6	182,0	413,6	1,1088	1,7170
27	1101	0,8432	21,42	232,8	181,0	413,8	1,1129	1,7158
28	1131	0,8461	20,84	234,1	179,9	414,1	1,1170	1,7145
29	1161	0,8490	20,28	235,4	178,9	414,3	1,1212	1,7133
30	1191	0,8519	19,74	236,7	177,9	414,5	1,1253	1,7120
31	1223	0,8549	19,22	237,9	176,8	414,8	1,1294	1,7108
32	1255	0,8579	18,71	239,2	175,8	415,0	1,1336	1,7095
33	1287	0,8610	18,21	240,5	174,7	415,2	1,1377	1,7083
34	1321	0,8641	17,73	241,8	173,6	415,4	1,1418	1,7070
35	1354	0,8673	17,27	243,1	172,5	415,6	1,1459	1,7058
36	1389	0,8705	16,82	244,4	171,4	415,8	1,1501	1,7045
37	1424	0,8738	16,38	245,7	170,3	416,0	1,1542	1,7033
38	1460	0,8771	15,95	247,0	169,2	416,2	1,1583	1,7020
39	1496	0,8805	15,54	248,4	168,0	416,4	1,1625	1,7007

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
40	1533	0,8839	15,13	249,7	166,9	416,6	1,1666	1,6995
41	1571	0,8874	14,74	251,0	165,7	416,7	1,1707	1,6982
42	1609	0,8910	14,36	252,4	164,5	416,9	1,1749	1,6969
43	1648	0,8946	13,99	253,7	163,3	417,0	1,1790	1,6956
44	1688	0,8983	13,63	255,0	162,1	417,2	1,1832	1,6944
45	1728	0,9020	13,28	256,4	160,9	417,3	1,1873	1,6931
46	1770	0,9058	12,94	257,8	159,7	417,4	1,1915	1,6918
47	1812	0,9097	12,61	259,1	158,4	417,6	1,1956	1,6904
48	1854	0,9137	12,29	260,5	157,2	417,7	1,1998	1,6891
49	1898	0,9178	11,98	261,9	155,9	417,8	1,2039	1,6878
50	1942	0,9219	11,67	263,3	154,6	417,8	1,2081	1,6864
51	1987	0,9261	11,37	264,7	153,3	417,9	1,2123	1,6851
52	2032	0,9305	11,08	266,1	151,9	418,0	1,2165	1,6837
53	2079	0,9349	10,80	267,5	150,6	418,0	1,2207	1,6823
54	2126	0,9394	10,52	268,9	149,2	418,1	1,2249	1,6809
55	2174	0,9440	10,25	270,3	147,8	418,1	1,2291	1,6795
56	2223	0,9487	9,989	271,8	146,4	418,1	1,2333	1,6781
57	2272	0,9535	9,733	273,2	145,0	418,2	1,2376	1,6766
58	2322	0,9585	9,483	274,7	143,5	418,1	1,2418	1,6751
59	2374	0,9636	9,239	276,1	142,0	418,1	1,2461	1,6736
60	2426	0,9688	9,001	277,6	140,5	418,1	1,2504	1,6721
61	2479	0,9741	8,768	279,1	139,0	418,0	1,2547	1,6705
62	2532	0,9796	8,540	280,6	137,4	418,0	1,2590	1,6690
63	2587	0,9852	8,318	282,1	135,8	417,9	1,2633	1,6674
64	2643	0,9910	8,100	283,6	134,2	417,8	1,2677	1,6657
65	2699	0,9970	7,887	285,1	132,5	417,7	1,2721	1,6640
66	2756	1,003	7,679	286,7	130,9	417,6	1,2765	1,6623
67	2815	1,010	7,476	288,3	129,2	417,4	1,2809	1,6606
68	2874	1,016	7,276	289,8	127,4	417,2	1,2854	1,6588
69	2934	1,023	7,081	291,4	125,6	417,0	1,2898	1,6569
70	2995	1,030	6,889	293,0	123,8	416,8	1,2944	1,6551
71	3057	1,037	6,701	294,7	121,9	416,6	1,2989	1,6531
72	3120	1,045	6,517	296,3	120,0	416,3	1,3035	1,6511
73	3184	1,052	6,336	298,0	118,0	416,0	1,3082	1,6491
74	3249	1,061	6,158	299,7	116,0	415,7	1,3128	1,6469
75	3315	1,069	5,983	301,4	113,9	415,3	1,3176	1,6447
76	3382	1,078	5,811	303,1	111,8	414,9	1,3224	1,6425
77	3450	1,087	5,642	304,9	109,6	414,5	1,3272	1,6401
78	3519	1,097	5,475	306,7	107,3	414,0	1,3322	1,6376
79	3590	1,107	5,311	308,6	104,9	413,5	1,3372	1,6351
80	3661	1,118	5,149	310,4	102,5	412,9	1,3422	1,6324

s_v [kJ/kg·K]
1,6995
1,6982
1,6969
1,6956
1,6944
1,6931
1,6918
1,6904
1,6891
1,6878
1,6864
1,6851
1,6837
1,6823
1,6809
1,6795
1,6781
1,6766
1,6751
1,6736
1,6721
1,6705
1,6690
1,6674
1,6657
1,6640
1,6623
1,6606
1,6588
1,6569
1,6551
1,6531
1,6511
1,6491
1,6469
1,6447
1,6425
1,6401
1,6376
1,6351
1,6324

Tabela A.6b — Propriedades termodinâmicas do refrigerante R–22 superaquecido

T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]	T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
T_{sat} = –40°C; p_{sat} = 104,9 kPa				T_{sat} = –35°C; p_{sat} = 131,6 kPa			
–35	210,7	391,6	1,8378	–30	170,4	394	1,8266
–30	215,7	394,6	1,8504	–25	174,5	397,1	1,8391
–25	220,7	397,7	1,8628	–20	178,5	400,2	1,8515
–20	225,6	400,8	1,8751	–15	182,4	403,3	1,8637
–15	230,5	403,9	1,8872	–10	186,4	406,4	1,8758
–10	235,3	407,0	1,8991	–5	190,3	409,6	1,8877
–5	240,2	410,1	1,9109	0	194,2	412,8	1,8995
0	245,0	413,3	1,9226	5	198,1	416,0	1,9111
5	249,8	416,5	1,9342	10	202,0	419,2	1,9227
10	254,6	419,7	1,9456	15	205,8	422,5	1,9341
15	259,4	422,9	1,9569	20	209,7	425,8	1,9453
20	264,2	426,2	1,9682	25	213,5	429,1	1,9565
T_{sat} = –30°C; p_{sat} = 163,4 kPa				T_{sat} = –25°C; p_{sat} = 200,9 kPa			
–25	139,2	396,3	1,816	–20	114,6	398,5	1,8062
–20	142,4	399,4	1,8286	–15	117,3	401,7	1,8188
–15	145,7	402,6	1,841	–10	120,0	405,0	1,8311
–10	149,0	405,8	1,8532	–5	122,7	408,2	1,8433
–5	152,2	409,0	1,8652	0	125,4	411,5	1,8554
0	155,4	412,2	1,8771	5	128,0	414,7	1,8672
5	158,6	415,4	1,8889	10	130,6	418,0	1,879
10	161,7	418,7	1,9005	15	133,2	421,3	1,8906
15	164,9	422,0	1,912	20	135,8	424,7	1,902
20	168,0	425,3	1,9233	25	138,4	428,0	1,9133
25	171,1	428,6	1,9346	30	141,0	431,4	1,9246
30	174,3	431,9	1,9457	35	143,5	434,8	1,9357
T_{sat} = –20°C; p_{sat} = 244,7 kPa				T_{sat} = –15°C; p_{sat} = 295,6 kPa			
–15	95,15	400,7	1,7970	–10	79,58	402,9	1,7883
–10	97,42	404,0	1,8095	–5	81,5	406,2	1,8009
–5	99,68	407,3	1,8219	0	83,4	409,6	1,8133
0	101,9	410,6	1,8341	5	85,29	413	1,8255
5	104,1	413,9	1,8462	10	87,15	416,4	1,8375
10	106,3	417,3	1,8580	15	89,00	419,7	1,8494
15	108,5	420,6	1,8697	20	90,84	423,2	1,8611
20	110,7	424,0	1,8813	25	92,66	426,6	1,8727
25	112,8	427,4	1,8928	30	94,47	430,0	1,8841
30	115,0	430,8	1,9041	35	96,26	433,5	1,8954
35	117,1	434,2	1,9153	40	98,05	436,9	1,9066
40	119,2	437,6	1,9263	45	99,82	440,4	1,9177
T_{sat} = –10°C; p_{sat} = 354,2 kPa				T_{sat} = –5°C; p_{sat} = 421,2 kPa			
–5	67,01	405,0	1,780	0	56,78	407	1,7723
0	68,65	408,4	1,7927	5	58,20	410,5	1,7850
5	70,27	411,8	1,8052	10	59,59	414,0	1,7975
10	71,88	415,3	1,8174	15	60,97	417,5	1,8098
15	73,46	418,7	1,8295	20	62,33	421,1	1,8219
20	75,03	422,2	1,8414	25	63,67	424,6	1,8338
25	76,59	425,7	1,8531	30	65,01	428,1	1,8456
30	78,13	429,1	1,8647	35	66,32	431,7	1,8572
35	79,66	432,6	1,8761	40	67,63	435,2	1,8686
40	81,18	436,1	1,8874	45	68,93	438,8	1,8799
45	82,69	439,7	1,8986	50	70,22	442,4	1,8910
50	84,19	443,2	1,9096	55	71,49	445,9	1,9021

T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]	T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
T_{sat} = 0°C; p_{sat} = 497,4 kPa				T_{sat} = 5°C; p_{sat} = 583,6 kPa			
5	48,39	409,0	1,7649	10	41,46	410,9	1,7579
10	49,62	412,6	1,7777	15	42,54	414,5	1,7708
15	50,83	416,2	1,7903	20	43,6	418,2	1,7834
20	52,03	419,8	1,8026	25	44,64	421,9	1,7959
25	53,20	423,3	1,8148	30	45,67	425,6	1,8081
30	54,36	426,9	1,8267	35	55,51	430,5	1,8385
35	46,68	429,2	1,8201	40	47,68	432,9	1,8319
40	56,65	434,1	1,8501	45	48,66	436,6	1,8435
45	57,78	437,8	1,8616	50	49,64	440,3	1,8550
50	58,89	441,4	1,8729	55	50,61	443,9	1,8663
55	60,00	445,0	1,8840	60	51,57	447,6	1,8775
60	61,1	448,7	1,8951	65	52,52	451,3	1,8885
T_{sat} = 10°C; p_{sat} =680,5 kPa				T_{sat} = 15°C; p_{sat} = 788,9 kPa			
15	35,69	412,7	1,7511	20	30,86	414,4	1,7446
20	36,64	416,4	1,7642	25	31,71	418,3	1,7578
25	37,58	420,2	1,7769	30	32,54	422,1	1,7707
30	38,50	424	1,7894	35	33,36	426,0	1,7833
35	39,40	427,7	1,8017	40	34,16	429,8	1,7957
40	40,29	431,5	1,8138	45	34,94	433,7	1,8078
45	41,16	435,2	1,8256	50	35,71	437,5	1,8197
50	42,03	439,0	1,8373	55	36,48	441,3	1,8314
55	42,88	442,7	1,8488	60	37,23	445,1	1,8429
60	43,73	446,5	1,8601	65	37,97	448,9	1,8543
65	44,56	450,2	1,8713	70	38,71	452,7	1,8655
70	45,39	454,0	1,8824	75	39,43	456,6	1,8766
T_{sat} = 20°C; p_{sat} = 909,6 kPa				T_{sat} = 25°C; p_{sat} = 1044 kPa			
25	26,79	416,0	1,7384	30	23,34	417,5	1,7322
30	27,55	420,0	1,7517	35	24,03	421,6	1,7458
35	28,3	424,0	1,7647	40	24,7	425,7	1,7590
40	29,03	427,9	1,7774	45	25,36	429,8	1,7718
45	29,74	431,9	1,7899	50	26,00	433,8	1,7844
50	30,44	435,8	1,8021	55	26,62	437,8	1,7967
55	31,12	439,7	1,8141	60	27,24	441,8	1,8087
60	31,80	443,6	1,8259	65	27,84	445,8	1,8206
65	32,47	447,5	1,8374	70	28,44	449,7	1,8322
70	33,13	451,3	1,8489	75	29,02	453,7	1,8437
75	33,77	455,2	1,8601	80	29,60	457,7	1,8550
80	34,42	459,1	1,8712	85	30,17	461,6	1,8661
T_{sat} = 30°C; p_{sat} = 1191 kPa				T_{sat} 35°C; p_{sat} =1354 kPa			
35	20,40	418,9	1,7262	40	17,87	420,2	1,7203
40	21,03	423,2	1,7400	45	18,45	424,6	1,7344
45	21,64	427,4	1,7534	50	19,01	428,9	1,7479
50	22,23	431,6	1,7664	55	19,55	433,2	1,7611
55	22,81	435,7	1,7791	60	20,08	437,5	1,7740
60	23,38	439,8	1,7915	65	20,59	441,7	1,7865
65	23,93	443,9	1,8037	70	21,09	445,9	1,7988
70	24,47	447,9	1,8156	75	21,59	450,0	1,8108
75	25,01	452,0	1,8273	80	22,07	454,1	1,8226
80	25,53	456,0	1,8388	85	22,54	458,3	1,8341
85	26,05	460,0	1,8501	90	23,01	462,4	1,8455
90	26,56	464,1	1,8613	95	23,47	466,5	1,8567

	s [kJ/kg·K]
[illegible]	
[illegible] Pa	
[illegible]	1,7579
[illegible]	1,7708
[illegible]	1,7834
[illegible]	1,7959
[illegible]	1,8081
[illegible]	1,8385
[illegible]	1,8319
[illegible]	1,8435
[illegible]	1,8550
[illegible]	1,8663
[illegible]	1,8775
[illegible]	1,8885
[illegible] kPa	
[illegible]	1,7446
[illegible]	1,7578
[illegible]	1,7707
[illegible]	1,7833
[illegible]	1,7957
[illegible]	1,8078
[illegible]	1,8197
[illegible]	1,8314
[illegible]	1,8429
[illegible]	1,8543
[illegible]	1,8655
[illegible]	1,8766
[illegible] kPa	
[illegible]	1,7322
[illegible]	1,7458
[illegible]	1,7590
[illegible]	1,7718
[illegible]	1,7844
[illegible]	1,7967
[illegible]	1,8087
[illegible]	1,8206
[illegible]	1,8322
[illegible]	1,8437
[illegible]	1,8550
[illegible]	1,8661
[illegible] Pa	
[illegible]	1,7203
[illegible]	1,7344
[illegible]	1,7479
[illegible]	1,7611
[illegible]	1,7740
[illegible]	1,7865
[illegible]	1,7988
[illegible]	1,8108
[illegible]	1,8226
[illegible]	1,8341
[illegible]	1,8455
[illegible]	1,8567

T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
T_{sat} = 40°C; p_{sat} = 1533 kPa			
45	15,70	421,3	1,7144
50	16,24	425,9	1,7287
55	16,75	430,4	1,7426
60	17,25	434,8	1,7560
65	17,73	439,2	1,7690
70	18,20	443,5	1,7817
75	18,66	447,8	1,7940
80	19,10	452,0	1,8062
85	19,54	456,2	1,8180
90	19,97	460,4	1,8297
95	20,39	464,6	1,8411
100	20,81	468,8	1,8524
T_{sat} = 50°C; p_{sat} = 1942 kPa			
55	12,17	423,0	1,7024
60	12,64	428,0	1,7175
65	13,09	432,9	1,7319
70	13,52	437,6	1,7458
75	13,93	442,3	1,7593
80	14,33	446,8	1,7723
85	14,72	451,3	1,7850
90	15,09	455,8	1,7974
95	15,46	460,2	1,8094
100	15,82	464,6	1,8213
105	16,17	469,0	1,8329
110	16,51	473,3	1,8443

T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
T_{sat} = 45°C; p_{sat} = 1533 kPa			
50	13,81	422,2	1,7084
55	14,32	427,0	1,7231
60	14,79	431,7	1,7373
65	15,25	436,3	1,7509
70	15,70	440,8	1,7641
75	16,13	445,2	1,7769
80	16,55	449,6	1,7895
85	16,96	454,0	1,8017
90	17,36	458,3	1,8137
95	17,75	462,6	1,8254
100	18,13	466,8	1,8369
105	18,51	471,1	1,8482

Tabela A.7a — Propriedades termodinâmicas do refrigerante R–404A saturado

p [kPa]	T_b* [°C]	T_d** [°C]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
120	–43,0	–42,2	0,7741	155,8	143,5	198,1	341,6	0,7767	1,6372
140	–39,6	–38,8	0,7804	134,7	147,8	195,9	343,6	0,7950	1,6335
160	–36,5	–35,8	0,7861	118,7	151,6	193,8	345,4	0,8113	1,6304
180	–33,8	–33,1	0,7915	106,2	155,1	192,0	347,1	0,8259	1,6278
200	–31,2	–30,5	0,7965	96,07	158,3	190,2	348,6	0,8393	1,6256
220	–28,9	–28,2	0,8012	87,73	161,3	188,6	349,9	0,8516	1,6237
240	–26,7	–26,0	0,8058	80,73	164,2	187,0	351,2	0,8631	1,6220
260	–24,7	–24,0	0,8101	74,77	166,8	185,6	352,4	0,8737	1,6205
280	–22,7	–22,1	0,8143	69,64	169,3	184,1	353,5	0,8838	1,6191
300	–20,9	–20,3	0,8184	65,16	171,7	182,8	354,5	0,8933	1,6179
320	–19,2	–18,5	0,8223	61,22	174,0	181,5	355,5	0,9023	1,6168
340	–17,5	–16,9	0,8261	57,74	176,2	180,2	356,4	0,9108	1,6158
360	–15,9	–15,3	0,8298	54,62	178,3	179,0	357,3	0,9189	1,6148
380	–14,4	–13,8	0,8334	51,82	180,3	177,8	358,1	0,9267	1,6139
400	–13,0	–12,4	0,8369	49,29	182,3	176,7	358,9	0,9342	1,6131
420	–11,6	–11,0	0,8404	47	184,2	175,5	359,7	0,9414	1,6124
440	–10,2	–9,6	0,8438	44,9	186,0	174,4	360,4	0,9483	1,6117
460	–8,9	–8,3	0,8471	42,98	187,8	173,4	361,1	0,9550	1,6110
480	–7,6	–7,0	0,8504	41,22	189,5	172,3	361,8	0,9614	1,6104
500	–6,4	–5,8	0,8536	39,59	191,2	171,3	362,5	0,9677	1,6098
520	–5,2	–4,6	0,8567	38,08	192,8	170,3	363,1	0,9737	1,6092
540	–4,0	–3,5	0,8599	36,68	194,4	169,3	363,7	0,9796	1,6087
560	–2,9	–2,4	0,8629	35,37	195,9	168,3	364,3	0,9853	1,6082
580	–1,8	–1,3	0,866	34,15	197,5	167,4	364,8	0,9908	1,6077
600	–0,8	–0,2	0,869	33,01	198,9	166,4	365,4	0,9962	1,6072
620	0,3	0,8	0,872	31,94	200,4	165,5	365,9	1,0014	1,6068
640	1,3	1,8	0,8749	30,94	201,8	164,6	366,4	1,0066	1,6064
660	2,3	2,8	0,8778	29,99	203,2	163,7	366,9	1,0116	1,6059
680	3,3	3,8	0,8807	29,1	204,6	162,8	367,4	1,0164	1,6055
700	4,2	4,7	0,8836	28,26	205,9	162,0	367,9	1,0212	1,6052
720	5,1	5,7	0,8864	27,46	207,2	161,1	368,3	1,0259	1,6048
740	6,1	6,6	0,8893	26,7	208,5	160,3	368,8	1,0304	1,6044
760	6,9	7,5	0,8921	25,98	209,8	159,4	369,2	1,0349	1,6040
780	7,8	8,3	0,8948	25,3	211,0	158,6	369,6	1,0393	1,6037
800	8,7	9,2	0,8976	24,65	212,3	157,8	370,0	1,0436	1,6034
820	9,5	10,0	0,9003	24,02	213,5	156,9	370,4	1,0478	1,6030
840	10,3	10,8	0,9031	23,43	214,7	156,1	370,8	1,0520	1,6027
860	11,2	11,7	0,9058	22,87	215,8	155,3	371,2	1,0560	1,6024
880	12,0	12,4	0,9085	22,33	217,0	154,5	371,5	1,0600	1,6021
900	12,7	13,2	0,9112	21,81	218,1	153,7	371,9	1,0640	1,6018
920	13,5	14,0	0,9139	21,31	219,2	153,0	372,2	1,0678	1,6014
940	14,3	14,8	0,9166	20,84	220,4	152,2	372,5	1,0716	1,6011
960	15,0	15,5	0,9192	20,38	221,5	151,4	372,9	1,0754	1,6008
980	15,8	16,2	0,9219	19,94	222,5	150,7	373,2	1,0791	1,6005

saturado

	s_v [kJ/kg·K]
	1,6372
	1,6335
	1,6304
	1,6278
	1,6256
	1,6237
	1,6220
	1,6205
	1,6191
	1,6179
	1,6168
	1,6158
	1,6148
	1,6139
	1,6131
	1,6124
	1,6117
	1,6110
	1,6104
	1,6098
	1,6092
	1,6087
	1,6082
	1,6077
	1,6072
	1,6068
	1,6064
	1,6059
	1,6055
	1,6052
	1,6048
	1,6044
	1,6040
	1,6037
	1,6034
	1,6030
	1,6027
	1,6024
	1,6021
	1,6018
	1,6014
	1,6011
	1,6008
	1,6005

p [kPa]	T_b* [°C]	T_d** [°C]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
1000	16,5	17,0	0,9245	19,52	223,6	149,9	373,5	1,0827	1,6003
1020	17,2	17,7	0,9272	19,11	224,7	149,1	373,8	1,0863	1,6000
1040	17,9	18,4	0,9298	18,72	225,7	148,4	374,1	1,0898	1,5997
1060	18,6	19,1	0,9324	18,34	226,7	147,7	374,4	1,0932	1,5994
1080	19,3	19,7	0,9351	17,97	227,7	146,9	374,7	1,0967	1,5991
1100	19,9	20,4	0,9377	17,62	228,7	146,2	374,9	1,1000	1,5988
1120	20,6	21,1	0,9403	17,28	229,7	145,5	375,2	1,1034	1,5985
1140	21,3	21,7	0,9429	16,95	230,7	144,7	375,5	1,1067	1,5982
1160	21,9	22,4	0,9455	16,64	231,7	144,0	375,7	1,1099	1,5980
1180	22,6	23,0	0,9481	16,33	232,7	143,3	376,0	1,1131	1,5977
1200	23,2	23,6	0,9507	16,03	233,6	142,6	376,2	1,1163	1,5974
1220	23,8	24,3	0,9533	15,74	234,6	141,9	376,4	1,1194	1,5971
1240	24,4	24,9	0,9559	15,46	235,5	141,1	376,7	1,1225	1,5968
1260	25,0	25,5	0,9586	15,19	236,4	140,4	376,9	1,1255	1,5965
1280	25,6	26,1	0,9612	14,93	237,4	139,7	377,1	1,1286	1,5963
1300	26,2	26,7	0,9638	14,67	238,3	139,0	377,3	1,1316	1,5960
1320	26,8	27,2	0,9664	14,43	239,2	138,3	377,5	1,1345	1,5957
1340	27,4	27,8	0,969	14,19	240,1	137,6	377,7	1,1374	1,5954
1360	28,0	28,4	0,9716	13,95	241,0	136,9	377,9	1,1403	1,5951
1380	28,5	29,0	0,9742	13,72	241,8	136,3	378,1	1,1432	1,5948
1400	29,1	29,5	0,9768	13,5	242,7	135,6	378,3	1,1460	1,5945
1420	29,7	30,1	0,9795	13,29	243,6	134,9	378,5	1,1488	1,5942
1440	30,2	30,6	0,9821	13,07	244,4	134,2	378,6	1,1516	1,5939
1460	30,8	31,2	0,9847	12,87	245,3	133,5	378,8	1,1543	1,5936
1480	31,3	31,7	0,9873	12,67	246,1	132,8	379,0	1,1570	1,5933
1500	31,8	32,2	0,99	12,48	247,0	132,1	379,1	1,1597	1,5930
1520	32,4	32,8	0,9926	12,29	247,8	131,5	379,3	1,1624	1,5927
1540	32,9	33,3	0,9953	12,1	248,6	130,8	379,4	1,1651	1,5924
1560	33,4	33,8	0,9979	11,92	249,5	130,1	379,6	1,1677	1,5921
1580	33,9	34,3	1,001	11,74	250,3	129,4	379,7	1,1703	1,5918
1600	34,4	34,8	1,003	11,57	251,1	128,7	379,8	1,1729	1,5915
1620	34,9	35,3	1,006	11,4	251,9	128,1	380,0	1,1754	1,5912
1640	35,4	35,8	1,009	11,24	252,7	127,4	380,1	1,1780	1,5908
1660	35,9	36,3	1,011	11,08	253,5	126,7	380,2	1,1805	1,5905
1680	36,4	36,8	1,014	10,92	254,3	126,1	380,3	1,1830	1,5902
1700	36,9	37,3	1,017	10,77	255,1	125,4	380,5	1,1854	1,5898
1720	37,4	37,7	1,02	10,61	255,9	124,7	380,6	1,1879	1,5895
1740	37,8	38,2	1,022	10,47	256,6	124,0	380,7	1,1903	1,5892
1760	38,3	38,7	1,025	10,32	257,4	123,4	380,8	1,1927	1,5888
1780	38,8	39,1	1,028	10,18	258,2	122,7	380,9	1,1951	1,5885
1800	39,2	39,6	1,031	10,04	258,9	122,0	381,0	1,1975	1,5881
1820	39,7	40,1	1,033	9,907	259,7	121,3	381,1	1,1999	1,5878
1840	40,2	40,5	1,036	9,774	260,5	120,7	381,1	1,2022	1,5874
1860	40,6	41,0	1,039	9,644	261,2	120,0	381,2	1,2046	1,5870
1880	41,1	41,4	1,042	9,516	262,0	119,3	381,3	1,2069	1,5867

p [kPa]	T_b* [°C]	T_d** [°C]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
1900	41,5	41,9	1,045	9,39	262,7	118,7	381,4	1,2092	1,5863
1920	42,0	42,3	1,047	9,267	263,4	118,0	381,4	1,2115	1,5859
1940	42,4	42,7	1,05	9,147	264,2	117,3	381,5	1,2138	1,5855
1960	42,8	43,2	1,053	9,028	264,9	116,6	381,6	1,2160	1,5852
1980	43,3	43,6	1,056	8,912	265,6	116,0	381,6	1,2183	1,5848
2000	43,7	44,0	1,059	8,798	266,4	115,3	381,7	1,2205	1,5844
2020	44,1	44,4	1,062	8,685	267,1	114,6	381,7	1,2227	1,5840
2040	44,5	44,9	1,065	8,575	267,8	113,9	381,8	1,2249	1,5836
2060	45,0	45,3	1,068	8,467	268,5	113,3	381,8	1,2271	1,5832
2080	45,4	45,7	1,071	8,36	269,3	112,6	381,8	1,2293	1,5827
2100	45,8	46,1	1,074	8,256	270,0	111,9	381,9	1,2315	1,5823
2120	46,2	46,5	1,077	8,153	270,7	111,2	381,9	1,2336	1,5819
2140	46,6	46,9	1,08	8,051	271,4	110,5	381,9	1,2358	1,5814
2160	47,0	47,3	1,083	7,952	272,1	109,8	381,9	1,2379	1,5810
2180	47,4	47,7	1,086	7,854	272,8	109,2	381,9	1,2400	1,5806
2200	47,8	48,1	1,089	7,757	273,5	108,5	382,0	1,2421	1,5801
2220	48,2	48,5	1,092	7,663	274,2	107,8	382,0	1,2443	1,5796
2240	48,6	48,9	1,096	7,569	274,9	107,1	382,0	1,2463	1,5792
2260	49,0	49,3	1,099	7,477	275,6	106,4	382,0	1,2484	1,5787
2280	49,4	49,7	1,102	7,386	276,3	105,7	382,0	1,2505	1,5782
2300	49,7	50,0	1,105	7,297	277,0	105,0	381,9	1,2526	1,5777
2320	50,1	50,4	1,109	7,209	277,6	104,3	381,9	1,2546	1,5772
2340	50,5	50,8	1,112	7,122	278,3	103,6	381,9	1,2567	1,5767
2360	50,9	51,2	1,115	7,037	279,0	102,9	381,9	1,2587	1,5762
2380	51,3	51,5	1,119	6,953	279,7	102,2	381,9	1,2608	1,5757
2400	51,6	51,9	1,122	6,87	280,4	101,5	381,8	1,2628	1,5752
2420	52,0	52,3	1,125	6,788	281,0	100,7	381,8	1,2648	1,5747
2440	52,4	52,7	1,129	6,707	281,7	100,0	381,7	1,2668	1,5741
2460	52,7	53,0	1,132	6,627	282,4	99,3	381,7	1,2688	1,5736
2480	53,1	53,4	1,136	6,548	283,1	98,6	381,7	1,2708	1,5730
2500	53,5	53,7	1,139	6,47	283,7	97,9	381,6	1,2728	1,5724
2520	53,8	54,1	1,143	6,394	284,4	97,1	381,5	1,2748	1,5719
2540	54,2	54,4	1,147	6,318	285,1	96,4	381,5	1,2768	1,5713
2560	54,5	54,8	1,15	6,243	285,8	95,6	381,4	1,2788	1,5707
2580	54,9	55,1	1,154	6,169	286,4	94,9	381,3	1,2808	1,5701
2600	55,2	55,5	1,158	6,096	287,1	94,2	381,3	1,2827	1,5695
2620	55,6	55,8	1,162	6,024	287,8	93,4	381,2	1,2847	1,5688
2640	55,9	56,2	1,166	5,953	288,4	92,6	381,1	1,2867	1,5682
2660	56,3	56,5	1,17	5,882	289,1	91,9	381,0	1,2886	1,5676
2680	56,6	56,9	1,174	5,812	289,8	91,1	380,9	1,2906	1,5669
2700	56,9	57,2	1,178	5,743	290,4	90,3	380,8	1,2925	1,5662

*b: refere-se à temperatura de ebulição
**d: refere-se à temperatura de orvalho

s_v [kJ/kg·K]
1,5863
1,5859
1,5855
1,5852
1,5848
1,5844
1,5840
1,5836
1,5832
1,5827
1,5823
1,5819
1,5814
1,5810
1,5806
1,5801
1,5796
1,5792
1,5787
1,5782
1,5777
1,5772
1,5767
1,5762
1,5757
1,5752
1,5747
1,5741
1,5736
1,5730
1,5724
1,5719
1,5713
1,5707
1,5701
1,5695
1,5688
1,5682
1,5676
1,5669
1,5662

Tabela A.7b — Propriedades termodinâmicas do refrigerante R-404A superaquecido

T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]	T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
p = 120 kPa; T_d = −42,2°C				p = 160 kPa; T_d = −35,8°C			
−40	157,6	343,3	1,6445	−35	119,2	346,1	1,6331
−35	161,6	347,2	1,6612	−30	122,3	350,1	1,6498
−30	165,6	351,2	1,6776	−25	125,4	354,2	1,6663
−25	169,5	355,2	1,6938	−20	128,4	358,2	1,6826
−20	173,4	359,2	1,7099	−15	131,4	362,4	1,6987
−15	177,3	363,2	1,7257	−10	134,4	366,5	1,7146
−10	181,1	367,3	1,7414	−5	137,3	370,7	1,7303
−5	185	371,5	1,757	0	140,2	374,9	1,7459
0	188,8	375,6	1,7724	5	143,2	379,1	1,7613
5	192,5	379,8	1,7876	10	146	383,4	1,7765
10	196,3	384,1	1,8027	15	148,9	387,7	1,7916
15	200,1	388,4	1,8177	20	151,8	392,1	1,8066
p = 200 kPa; T_d = −30,5°C				p = 240 kPa; T_d = −26,0°C			
−30	96,35	349	1,6274	−25	81,19	352,1	1,6255
−25	98,89	353,1	1,6442	−20	83,35	356,3	1,6423
−20	101,4	357,3	1,6608	−15	85,47	360,5	1,6589
−15	103,9	361,4	1,6771	−10	87,57	364,8	1,6752
−10	106,3	365,6	1,6932	−5	89,64	369	1,6913
−5	108,7	369,9	1,7091	0	91,69	373,3	1,7072
0	111,1	374,1	1,7248	5	93,71	377,7	1,7229
5	113,5	378,4	1,7404	10	95,72	382	1,7384
10	115,9	382,7	1,7558	15	97,71	386,4	1,7538
15	118,2	387,1	1,771	20	99,69	390,8	1,769
20	120,5	391,5	1,7861	25	101,6	395,3	1,7841
25	122,8	395,9	1,801	30	103,6	399,8	1,799
p = 280 kPa; T_d = −22,1°C				p = 320 kPa; T_d = −18,5°C			
−20	70,43	355,3	1,6262	−15	62,43	358,6	1,6288
−15	72,32	359,6	1,643	−10	64,1	363	1,6456
−10	74,17	363,9	1,6596	−5	65,74	367,4	1,6622
−5	75,99	368,2	1,6759	0	67,36	371,8	1,6784
0	77,79	372,6	1,692	5	68,95	376,2	1,6944
5	79,57	376,9	1,7078	10	70,53	380,6	1,7103
10	81,33	381,3	1,7235	15	72,08	385,1	1,7259
15	83,07	385,8	1,739	20	73,62	389,6	1,7413
20	84,8	390,2	1,7543	25	75,15	394,1	1,7566
25	86,51	394,7	1,7695	30	76,66	398,6	1,7717
30	88,21	399,2	1,7845	35	78,16	403,2	1,7867
35	89,89	403,7	1,7994	40	79,65	407,8	1,8015
p = 360 kPa; T_d = −15,3°C				p = 400 kPa; T_d = −12,4°C			
−15	54,72	357,6	1,6159	−10	49,96	361,1	1,6212
−10	56,25	362	1,633	−5	51,36	365,6	1,6382
−5	57,76	366,5	1,6497	0	52,72	370,1	1,6549
0	59,23	370,9	1,6662	5	54,06	374,6	1,6713
5	60,69	375,4	1,6824	10	55,38	379,1	1,6874
10	62,12	379,9	1,6983	15	56,68	383,7	1,7034
15	63,53	384,4	1,7141	20	57,96	388,3	1,7191
20	64,92	388,9	1,7297	25	59,23	392,8	1,7346
25	66,3	393,5	1,7451	30	60,48	397,4	1,7499
30	67,67	398	1,7603	35	61,71	402,1	1,765
35	69,02	402,6	1,7753	40	62,94	406,7	1,78
40	70,37	407,3	1,7902	45	64,16	411,4	1,7949

T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]	T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
p = 440 kPa; T_d = –9,6°C				p = 480 kPa; T_d = –7,0°C			
–5	46,11	364,7	1,6275	–5	41,72	363,7	1,6175
0	47,38	369,2	1,6444	0	42,92	368,4	1,6346
5	48,64	373,8	1,661	5	44,1	373	1,6514
10	49,86	378,4	1,6774	10	45,26	377,6	1,6679
15	51,07	383	1,6934	15	46,39	382,3	1,6842
20	52,26	387,6	1,7093	20	47,5	386,9	1,7001
25	53,43	392,2	1,7249	25	48,59	391,6	1,7159
30	54,59	396,8	1,7403	30	49,67	396,2	1,7314
35	55,73	401,5	1,7556	35	50,74	400,9	1,7468
40	56,86	406,2	1,7706	40	51,79	405,6	1,7619
45	57,98	410,9	1,7856	45	52,83	410,4	1,7769
50	59,09	415,6	1,8003	50	53,87	415,1	1,7918
p = 520 kPa; T_d = –4,6° C				p = 560 kPa; T_d = –2,4°C			
0	39,14	367,5	1,6253	0	35,89	366,5	1,6165
5	40,26	372,2	1,6424	5	36,96	371,3	1,6337
10	41,35	376,8	1,6591	10	38	376	1,6506
15	42,42	381,5	1,6754	15	39,01	380,8	1,6672
20	43,47	386,2	1,6916	20	40,01	385,5	1,6835
25	44,5	390,9	1,7075	25	40,98	390,2	1,6995
30	45,51	395,6	1,7231	30	41,94	395	1,7153
35	46,51	400,3	1,7386	35	42,89	399,7	1,7308
40	47,5	405,1	1,7538	40	43,82	404,5	1,7462
45	48,48	409,8	1,7689	45	44,74	409,3	1,7614
50	49,44	414,6	1,7838	50	45,65	414,1	1,7764
55	50,4	419,4	1,7986	55	46,55	418,9	1,7912
p = 600 kPa; T_d = –0,2°C				p = 700 kPa; T_d = 4,7°C			
0	33,06	365,6	1,608	5	28,3	368,1	1,6061
5	34,08	370,4	1,6255	10	29,22	373,1	1,6238
10	35,08	375,2	1,6426	15	30,11	378	1,6411
15	36,05	380	1,6593	20	30,97	382,9	1,6579
20	37	384,8	1,6758	25	31,81	387,8	1,6745
25	37,93	389,6	1,6919	30	32,63	392,7	1,6907
30	38,84	394,3	1,7079	35	33,43	397,6	1,7067
35	39,74	399,1	1,7235	40	34,22	402,5	1,7224
40	40,62	403,9	1,739	45	35	407,4	1,7379
45	41,49	408,8	1,7543	50	35,77	412,3	1,7532
50	42,36	413,6	1,7693	55	36,52	417,2	1,7683
55	43,21	418,5	1,7843	60	37,26	422,1	1,7833
p = 800 kPa; T_d = 9,2°C				p = 900 kPa; T_d = 13,2°C			
10	24,78	370,9	1,6063	15	22,09	373,7	1,6083
15	25,62	376	1,6242	20	22,85	379	1,6262
20	26,42	381	1,6416	25	23,58	384,1	1,6437
25	27,2	386	1,6586	30	24,29	389,3	1,6608
30	27,95	391	1,6752	35	24,98	394,4	1,6774
35	28,69	396	1,6915	40	25,65	399,4	1,6938
40	29,41	401	1,7075	45	26,31	404,5	1,7098
45	30,12	406	1,7233	50	26,95	409,5	1,7256
50	30,81	410,9	1,7388	55	27,58	414,6	1,7411
55	31,49	415,9	1,7541	60	28,2	419,7	1,7564
60	32,17	420,9	1,7692	65	28,8	424,7	1,7715
65	32,83	425,9	1,7841	70	29,4	429,8	1,7864

	s [kJ/kg·K]
	1,6175
	1,6346
	1,6514
	1,6679
	1,6842
	1,7001
	1,7159
	1,7314
	1,7468
	1,7619
	1,7769
	1,7918
	1,6165
	1,6337
	1,6506
	1,6672
	1,6835
	1,6995
	1,7153
	1,7308
	1,7462
	1,7614
	1,7764
	1,7912
	1,6061
	1,6238
	1,6411
	1,6579
	1,6745
	1,6907
	1,7067
	1,7224
	1,7379
	1,7532
	1,7683
	1,7833
	1,6083
	1,6262
	1,6437
	1,6608
	1,6774
	1,6938
	1,7098
	1,7256
	1,7411
	1,7564
	1,7715
	1,7864

T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
p = 1000 kPa; T_d = 17,0°C			
20	19,96	376,8	1,6116
25	20,67	382,1	1,6296
30	21,35	387,4	1,6472
35	22	392,6	1,6642
40	22,63	397,8	1,6809
45	23,25	403	1,6973
50	23,85	408,1	1,7133
55	24,43	413,3	1,7291
60	25,01	418,4	1,7446
65	25,58	423,5	1,7599
70	26,13	428,7	1,775
75	26,68	433,8	1,7899
p= 1200 kPa; T_d= 23,6°C			
25	16,22	377,8	1,6027
30	16,86	383,4	1,6214
35	17,47	388,9	1,6395
40	18,06	394,4	1,6571
45	18,62	399,8	1,6741
50	19,17	405,1	1,6908
55	19,7	410,4	1,7071
60	20,21	415,7	1,7231
65	20,72	421	1,7388
70	21,21	426,3	1,7543
75	21,69	431,5	1,7695
80	22,17	436,8	1,7845
p = 1400 kPa; T_d = 29,5°C			
30	13,56	378,9	1,5965
35	14,17	384,8	1,616
40	14,73	390,6	1,6346
45	15,27	396,3	1,6526
50	15,79	401,9	1,67
55	16,28	407,4	1,687
60	16,76	412,9	1,7036
65	17,22	418,3	1,7198
70	17,67	423,7	1,7356
75	18,11	429,1	1,7513
80	18,55	434,5	1,7666
85	18,97	439,9	1,7817
p = 1700 kPa; T_d = 37,3°C			
40	11,08	384,1	1,6014
45	11,63	390,4	1,6214
50	12,13	396,5	1,6405
55	12,6	402,4	1,6587
60	13,05	408,3	1,6764
65	13,48	414	1,6935
70	13,9	419,7	1,7102
75	14,3	425,3	1,7265
80	14,69	430,9	1,7424
85	15,07	436,5	1,7581
90	15,44	442	1,7735
95	15,8	447,6	1,7886

T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
p = 1100 kPa; T_d = 20,4°C			
25	18,26	380	1,616
30	18,91	385,5	1,6341
35	19,54	390,8	1,6517
40	20,15	396,1	1,6687
45	20,73	401,4	1,6854
50	21,3	406,6	1,7018
55	21,86	411,9	1,7178
60	22,4	417,1	1,7335
65	22,93	422,3	1,749
70	23,45	427,5	1,7643
75	23,96	432,7	1,7794
80	24,47	437,9	1,7942
p= 1300 kPa; T_d= 26,7°C			
30	15,1	381,2	1,6089
35	15,7	386,9	1,6277
40	16,28	392,6	1,6457
45	16,83	398,1	1,6632
50	17,35	403,5	1,6802
55	17,86	408,9	1,6969
60	18,36	414,3	1,7131
65	18,84	419,7	1,7291
70	19,31	425	1,7447
75	19,77	430,3	1,7602
80	20,22	435,7	1,7753
85	20,66	441	1,7903
p = 1500 kPa; T_d = 32,2°C			
35	12,81	382,6	1,6042
40	13,38	388,6	1,6236
45	13,91	394,4	1,6422
50	14,42	400,2	1,6601
55	14,9	405,8	1,6774
60	15,37	411,4	1,6943
65	15,82	416,9	1,7108
70	16,25	422,4	1,7269
75	16,68	427,9	1,7427
80	17,09	433,3	1,7583
85	17,5	438,8	1,7735
90	17,89	444,2	1,7886
p = 1900 kPa; T_d = 41,9°C			
45	9,748	385,7	1,6001
50	10,27	392,4	1,6208
55	10,75	398,7	1,6403
60	11,2	404,9	1,659
65	11,62	410,9	1,6769
70	12,02	416,8	1,6942
75	12,4	422,6	1,7111
80	12,78	428,4	1,7275
85	13,14	434,1	1,7435
90	13,48	439,8	1,7593
95	13,83	445,4	1,7747
100	14,16	451,1	1,7899

T [°C]	v [l/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
p = 2100 kPa; T_d = 46,1°C			
50	8,695	387,6	1,6003
55	9,199	394,6	1,6216
60	9,656	401,2	1,6416
65	10,08	407,5	1,6605
70	10,48	413,7	1,6786
75	10,85	419,8	1,6961
80	11,22	425,7	1,7131
85	11,56	431,6	1,7297
90	11,9	437,4	1,7458
95	12,22	443,2	1,7616
100	12,54	448,9	1,7771
105	12,85	454,7	1,7924

Tabela A.8 — Propriedades termodinâmicas do refrigerante R-502 saturado

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
–40	129,6	0,6831	127,7	158,1	170,1	328,2	0,8359	1,5653
–39	135,4	0,6846	122,5	159,1	169,6	328,7	0,8400	1,5643
–38	141,5	0,6861	117,6	160,1	169,1	329,2	0,8441	1,5633
–37	147,7	0,6877	112,9	161,0	168,7	329,7	0,8482	1,5623
–36	154,2	0,6892	108,5	162,0	168,2	330,2	0,8522	1,5614
–35	160,9	0,6908	104,2	163,0	167,7	330,7	0,8563	1,5604
–34	167,8	0,6924	100,2	163,9	167,2	331,1	0,8604	1,5595
–33	175	0,694	96,3	164,9	166,7	331,6	0,8645	1,5586
–32	182,3	0,6956	92,63	165,9	166,2	332,1	0,8686	1,5577
–31	189,9	0,6973	89,12	166,9	165,7	332,6	0,8727	1,5568
–30	197,8	0,6989	85,77	167,9	165,1	333,1	0,8768	1,5560
–29	205,9	0,7006	82,57	168,9	164,6	333,5	0,8809	1,5552
–28	214,3	0,7022	79,52	169,9	164,1	334,0	0,8850	1,5543
–27	222,9	0,7039	76,61	170,9	163,6	334,5	0,8891	1,5535
–26	231,8	0,7056	73,82	172,0	163,0	335,0	0,8932	1,5528
–25	240,9	0,7073	71,16	173,0	162,5	335,4	0,8973	1,5520
–24	250,4	0,7091	68,61	174,0	161,9	335,9	0,9014	1,5512
–23	260,1	0,7108	66,17	175,0	161,3	336,4	0,9055	1,5505
–22	270,1	0,7126	63,84	176,1	160,8	336,9	0,9096	1,5498
–21	280,3	0,7144	61,6	177,1	160,2	337,3	0,9137	1,5491
–20	290,9	0,7161	59,46	178,2	159,6	337,8	0,9178	1,5484
–19	301,8	0,718	57,41	179,2	159,0	338,3	0,9220	1,5477
–18	313	0,7198	55,45	180,3	158,4	338,7	0,9261	1,5470
–17	324,5	0,7216	53,56	181,3	157,8	339,2	0,9302	1,5464
–16	336,3	0,7235	51,76	182,4	157,2	339,6	0,9343	1,5457
–15	348,4	0,7254	50,02	183,5	156,6	340,1	0,9384	1,5451
–14	360,9	0,7273	48,36	184,5	156,0	340,5	0,9425	1,5445
–13	373,7	0,7292	46,76	185,6	155,4	341,0	0,9466	1,5438
–12	386,8	0,7311	45,23	186,7	154,7	341,4	0,9507	1,5433
–11	400,3	0,7331	43,76	187,8	154,1	341,9	0,9548	1,5427
–10	414,2	0,7351	42,34	188,9	153,5	342,3	0,9590	1,5421
–9	428,4	0,7371	40,98	190,0	152,8	342,8	0,9631	1,5415
–8	442,9	0,7391	39,67	191,1	152,1	343,2	0,9672	1,5410
–7	457,8	0,7412	38,42	192,2	151,5	343,6	0,9713	1,5404
–6	473,1	0,7432	37,21	193,3	150,8	344,1	0,9754	1,5399

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
–5	488,8	0,7453	36,04	194,4	150,1	344,5	0,9795	1,5394
–4	504,8	0,7474	34,92	195,5	149,4	344,9	0,9836	1,5388
–3	521,3	0,7496	33,84	196,6	148,8	345,4	0,9877	1,5383
–2	538,1	0,7517	32,8	197,7	148,1	345,8	0,9918	1,5378
–1	555,3	0,7539	31,8	198,9	147,3	346,2	0,9959	1,5373
0	573	0,7561	30,84	200,0	146,6	346,6	1,0000	1,5368
1	591	0,7584	29,91	201,1	145,9	347,1	1,0041	1,5364
2	609,5	0,7606	29,01	202,3	145,2	347,5	1,0082	1,5359
3	628,3	0,7629	28,15	203,4	144,5	347,9	1,0123	1,5354
4	647,7	0,7652	27,31	204,6	143,7	348,3	1,0164	1,5350
5	667,4	0,7676	26,51	205,7	143,0	348,7	1,0205	1,5345
6	687,6	0,77	25,73	206,9	142,2	349,1	1,0246	1,5340
7	708,2	0,7724	24,98	208,0	141,5	349,5	1,0286	1,5336
8	729,3	0,7748	24,26	209,2	140,7	349,9	1,0327	1,5332
9	750,8	0,7773	23,56	210,4	139,9	350,3	1,0368	1,5327
10	772,8	0,7798	22,88	211,5	139,1	350,7	1,0409	1,5323
11	795,3	0,7823	22,23	212,7	138,4	351,1	1,0449	1,5319
12	818,2	0,7849	21,6	213,9	137,6	351,4	1,0490	1,5314
13	841,6	0,7875	20,99	215,0	136,8	351,8	1,0531	1,5310
14	865,5	0,7901	20,4	216,2	136,0	352,2	1,0571	1,5306
15	889,9	0,7928	19,83	217,4	135,1	352,6	1,0612	1,5302
16	914,8	0,7955	19,27	218,6	134,3	352,9	1,0652	1,5298
17	940,1	0,7983	18,74	219,8	133,5	353,3	1,0693	1,5294
18	966	0,8011	18,22	221,0	132,6	353,6	1,0734	1,5289
19	992,4	0,804	17,72	222,2	131,8	354,0	1,0774	1,5285
20	1019	0,8068	17,23	223,4	130,9	354,4	1,0814	1,5281
21	1047	0,8098	16,76	224,6	130,1	354,7	1,0855	1,5277
22	1075	0,8128	16,31	225,8	129,2	355,0	1,0895	1,5273
23	1103	0,8158	15,86	227,0	128,3	355,4	1,0935	1,5269
24	1132	0,8189	15,44	228,3	127,5	355,7	1,0976	1,5265
25	1162	0,822	15,02	229,5	126,6	356,0	1,1016	1,5261
26	1192	0,8252	14,62	230,7	125,7	356,4	1,1056	1,5257
27	1223	0,8284	14,23	231,9	124,7	356,7	1,1096	1,5252
28	1254	0,8317	13,85	233,2	123,8	357,0	1,1137	1,5248
29	1286	0,8351	13,48	234,4	122,9	357,3	1,1177	1,5244

	s_v [kJ/kg·K]
[illegible]	1,5394
[illegible]	1,5388
[illegible]	1,5383
[illegible]	1,5378
[illegible]	1,5373
[illegible]	1,5368
[illegible]	1,5364
[illegible]	1,5359
[illegible]	1,5354
[illegible]	1,5350
[illegible]	1,5345
[illegible]	1,5340
[illegible]	1,5336
[illegible]	1,5332
[illegible]	1,5327
[illegible]	1,5323
[illegible]	1,5319
[illegible]	1,5314
[illegible]	1,5310
[illegible]	1,5306
[illegible]	1,5302
[illegible]	1,5298
[illegible]	1,5294
[illegible]	1,5289
[illegible]	1,5285
[illegible]	1,5281
[illegible]	1,5277
[illegible]	1,5273
[illegible]	1,5269
[illegible]	1,5265
[illegible]	1,5261
[illegible]	1,5257
[illegible]	1,5252
[illegible]	1,5248
[illegible]	1,5244

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
30	1318	0,8385	13,12	235,6	122,0	357,6	1,1217	1,5240
31	1352	0,842	12,77	236,9	121,0	357,9	1,1257	1,5235
32	1385	0,8455	12,44	238,1	120,0	358,2	1,1297	1,5231
33	1419	0,8491	12,11	239,4	119,1	358,5	1,1337	1,5226
34	1454	0,8528	11,79	240,6	118,1	358,7	1,1377	1,5222
35	1490	0,8566	11,48	241,9	117,1	359,0	1,1417	1,5217
36	1526	0,8604	11,18	243,2	116,1	359,3	1,1457	1,5213
37	1562	0,8643	10,88	244,4	115,1	359,5	1,1496	1,5208
38	1600	0,8683	10,6	245,7	114,1	359,8	1,1536	1,5203
39	1638	0,8724	10,32	247,0	113,1	360,0	1,1576	1,5198
40	1676	0,8766	10,05	248,3	112,0	360,3	1,1616	1,5193
41	1716	0,8809	9,789	249,5	111,0	360,5	1,1656	1,5188
42	1756	0,8853	9,533	250,8	109,9	360,7	1,1696	1,5183
43	1796	0,8898	9,283	252,1	108,8	360,9	1,1735	1,5177
44	1838	0,8944	9,04	253,4	107,7	361,1	1,1775	1,5172
45	1880	0,8991	8,803	254,7	106,6	361,3	1,1815	1,5166
46	1922	0,9039	8,572	256,0	105,5	361,5	1,1855	1,5160
47	1966	0,9089	8,347	257,3	104,3	361,7	1,1895	1,5154
48	2010	0,914	8,127	258,7	103,2	361,8	1,1935	1,5148
49	2055	0,9192	7,912	260,0	102,0	362,0	1,1974	1,5141
50	2101	0,9246	7,702	261,3	100,8	362,1	1,2014	1,5134
51	2147	0,9302	7,497	262,7	99,6	362,3	1,2054	1,5127
52	2194	0,9359	7,297	264,0	98,4	362,4	1,2094	1,5120
53	2242	0,9419	7,102	265,3	97,1	362,5	1,2135	1,5113
54	2291	0,948	6,91	266,7	95,9	362,6	1,2175	1,5105
55	2340	0,9543	6,723	268,1	94,6	362,6	1,2215	1,5097
56	2391	0,9608	6,54	269,5	93,2	362,7	1,2256	1,5088
57	2442	0,9676	6,36	270,8	91,9	362,7	1,2296	1,5079
58	2494	0,9747	6,184	272,2	90,5	362,7	1,2337	1,5070
59	2547	0,982	6,012	273,7	89,1	362,7	1,2378	1,5060
60	2601	0,9896	5,842	275,1	87,7	362,7	1,2419	1,5050

Tabela A.9a — Propriedades termodinâmicas do refrigerante R-717 (amônia) saturado

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
–40	71,66	1,449	1554	19,17	1388,6	1407,8	0,2867	6,2428
–39	75,59	1,452	1478	23,59	1385,8	1409,4	0,3056	6,2242
–38	79,68	1,454	1407	28,01	1383,0	1411,0	0,3245	6,2058
–37	83,96	1,457	1340	32,44	1380,1	1412,6	0,3432	6,1876
–36	88,42	1,459	1277	36,88	1377,2	1414,1	0,3619	6,1696
–35	93,07	1,462	1217	41,32	1374,4	1415,7	0,3806	6,1518
–34	97,92	1,465	1161	45,77	1371,5	1417,2	0,3992	6,1341
–33	103	1,467	1107	50,22	1368,6	1418,8	0,4177	6,1166
–32	108,2	1,47	1057	54,67	1365,6	1420,3	0,4362	6,0993
–31	113,7	1,473	1009	59,14	1362,7	1421,8	0,4547	6,0822
–30	119,4	1,475	964,2	63,60	1359,7	1423,3	0,4730	6,0652
–29	125,3	1,478	921,4	68,07	1356,7	1424,8	0,4914	6,0484
–28	131,5	1,481	881	72,55	1353,7	1426,3	0,5096	6,0318
–27	137,9	1,484	842,6	77,03	1350,7	1427,8	0,5278	6,0153
–26	144,6	1,486	806,2	81,52	1347,7	1429,2	0,5460	5,9990
–25	151,5	1,489	771,7	86,01	1344,7	1430,7	0,5641	5,9828
–24	158,6	1,492	739	90,51	1341,6	1432,1	0,5821	5,9668
–23	166,1	1,495	707,9	95,01	1338,5	1433,5	0,6001	5,9509
–22	173,8	1,498	678,4	99,52	1335,4	1434,9	0,6180	5,9352
–21	181,8	1,501	650,4	104,03	1332,3	1436,3	0,6359	5,9196
–20	190,1	1,503	623,7	108,55	1329,1	1437,7	0,6538	5,9041
–19	198,7	1,506	598,4	113,07	1326,0	1439,0	0,6715	5,8888
–18	207,6	1,509	574,2	117,60	1322,8	1440,4	0,6893	5,8736
–17	216,8	1,512	551,3	122,13	1319,6	1441,7	0,7069	5,8586
–16	226,3	1,515	529,4	126,67	1316,4	1443,1	0,7246	5,8437
–15	236,2	1,518	508,6	131,22	1313,2	1444,4	0,7421	5,8289
–14	246,4	1,521	488,8	135,76	1309,9	1445,7	0,7597	5,8142
–13	257	1,524	469,8	140,32	1306,6	1446,9	0,7771	5,7997
–12	267,9	1,527	451,8	144,88	1303,3	1448,2	0,7946	5,7852
–11	279,1	1,53	434,6	149,44	1300,0	1449,5	0,8120	5,7709
–10	290,8	1,534	418,2	154,01	1296,7	1450,7	0,8293	5,7568
–9	302,8	1,537	402,5	158,58	1293,3	1451,9	0,8466	5,7427
–8	315,2	1,54	387,5	163,16	1290,0	1453,1	0,8638	5,7287
–7	328	1,543	373,2	167,75	1286,6	1454,3	0,8810	5,7149
–6	341,2	1,546	359,6	172,34	1283,2	1455,5	0,8981	5,7011
–5	354,9	1,55	346,5	176,94	1279,7	1456,7	0,9152	5,6875
–4	368,9	1,553	334	181,54	1276,3	1457,8	0,9323	5,6740
–3	383,4	1,556	322,1	186,15	1272,8	1458,9	0,9493	5,6605
–2	398,3	1,559	310,6	190,76	1269,3	1460,1	0,9662	5,6472
–1	413,7	1,563	299,7	195,38	1265,8	1461,1	0,9831	5,6340

saturado

s_v [kJ/kg·K]
6,2428
6,2242
6,2058
6,1876
6,1696
6,1518
6,1341
6,1166
6,0993
6,0822
6,0652
6,0484
6,0318
6,0153
5,9990
5,9828
5,9668
5,9509
5,9352
5,9196
5,9041
5,8888
5,8736
5,8586
5,8437
5,8289
5,8142
5,7997
5,7852
5,7709
5,7568
5,7427
5,7287
5,7149
5,7011
5,6875
5,6740
5,6605
5,6472
5,6340

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
0	429,6	1,566	289,2	200,00	1262,2	1462,2	1,0000	5,6208
1	445,9	1,569	279,1	204,63	1258,7	1463,3	1,0168	5,6078
2	462,6	1,573	269,5	209,27	1255,1	1464,3	1,0336	5,5949
3	479,9	1,576	260,3	213,91	1251,5	1465,4	1,0504	5,5820
4	497,7	1,58	251,4	218,55	1247,8	1466,4	1,0670	5,5692
5	516	1,583	242,9	223,21	1244,2	1467,4	1,0837	5,5566
6	534,8	1,587	234,8	227,87	1240,5	1468,4	1,1003	5,5440
7	554,1	1,59	227	232,53	1236,8	1469,3	1,1169	5,5314
8	573,9	1,594	219,5	237,20	1233,1	1470,3	1,1334	5,5190
9	594,3	1,597	212,3	241,88	1229,3	1471,2	1,1499	5,5067
10	615,3	1,601	205,3	246,57	1225,5	1472,1	1,1664	5,4944
11	636,8	1,605	198,7	251,26	1221,7	1473,0	1,1828	5,4822
12	658,9	1,608	192,3	255,96	1217,9	1473,9	1,1992	5,4701
13	681,6	1,612	186,1	260,66	1214,1	1474,7	1,2155	5,4581
14	704,9	1,616	180,2	265,37	1210,2	1475,5	1,2318	5,4461
15	728,8	1,619	174,5	270,09	1206,3	1476,4	1,2481	5,4342
16	753,3	1,623	169,1	274,81	1202,3	1477,2	1,2643	5,4224
17	778,5	1,627	163,8	279,54	1198,4	1477,9	1,2805	5,4106
18	804,2	1,631	158,7	284,28	1194,4	1478,7	1,2967	5,3989
19	830,7	1,635	153,8	289,03	1190,4	1479,4	1,3128	5,3873
20	857,8	1,639	149,1	293,78	1186,4	1480,1	1,3289	5,3757
21	885,5	1,643	144,6	298,54	1182,3	1480,8	1,3449	5,3642
22	914	1,647	140,2	303,31	1178,2	1481,5	1,3610	5,3527
23	943,1	1,651	136	308,09	1174,1	1482,2	1,3770	5,3413
24	972,9	1,655	132	312,88	1169,9	1482,8	1,3929	5,3300
25	1003	1,659	128,1	317,67	1165,8	1483,4	1,4089	5,3187
26	1035	1,663	124,3	322,47	1161,5	1484,0	1,4248	5,3075
27	1067	1,667	120,6	327,28	1157,3	1484,6	1,4406	5,2963
28	1100	1,672	117,1	332,10	1153,0	1485,1	1,4565	5,2852
29	1133	1,676	113,7	336,92	1148,7	1485,7	1,4723	5,2741
30	1167	1,68	110,4	341,76	1144,4	1486,2	1,4881	5,2631
31	1202	1,685	107,3	346,60	1140,0	1486,6	1,5038	5,2521
32	1238	1,689	104,2	351,46	1135,7	1487,1	1,5196	5,2411
33	1275	1,693	101,3	356,32	1131,2	1487,5	1,5353	5,2302
34	1312	1,698	98,39	361,19	1126,8	1488,0	1,5510	5,2194
35	1351	1,702	95,63	366,07	1122,3	1488,3	1,5666	5,2086
36	1390	1,707	92,96	370,97	1117,7	1488,7	1,5822	5,1978
37	1430	1,712	90,37	375,87	1113,2	1489,1	1,5979	5,1870
38	1471	1,716	87,87	380,78	1108,6	1489,4	1,6134	5,1763
39	1513	1,721	85,45	385,70	1104,0	1489,7	1,6290	5,1657

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
40	1555	1,726	83,11	390,64	1099,3	1489,9	1,6446	5,1550
41	1599	1,731	80,84	395,58	1094,6	1490,2	1,6601	5,1444
42	1643	1,736	78,65	400,54	1089,8	1490,4	1,6756	5,1338
43	1689	1,74	76,52	405,51	1085,1	1490,6	1,6911	5,1233
44	1735	1,745	74,46	410,49	1080,2	1490,7	1,7066	5,1127
45	1782	1,75	72,47	415,48	1075,4	1490,9	1,7220	5,1022
46	1831	1,756	70,53	420,48	1070,5	1491,0	1,7374	5,0917
47	1880	1,761	68,66	425,50	1065,6	1491,1	1,7529	5,0813
48	1930	1,766	66,84	430,52	1060,6	1491,1	1,7683	5,0708
49	1981	1,771	65,08	435,57	1055,6	1491,1	1,7837	5,0604
50	2033	1,777	63,37	440,62	1050,5	1491,1	1,7990	5,0500
51	2087	1,782	61,72	445,69	1045,4	1491,1	1,8144	5,0396
52	2141	1,788	60,11	450,77	1040,3	1491,0	1,8298	5,0292
53	2196	1,793	58,55	455,87	1035,1	1490,9	1,8451	5,0188
54	2253	1,799	57,03	460,98	1029,8	1490,8	1,8604	5,0084
55	2310	1,804	55,56	466,11	1024,5	1490,6	1,8758	4,9981
56	2369	1,81	54,14	471,25	1019,2	1490,5	1,8911	4,9877
57	2429	1,816	52,75	476,40	1013,8	1490,2	1,9064	4,9774
58	2489	1,822	51,4	481,58	1008,4	1490,0	1,9217	4,9670
59	2551	1,828	50,1	486,76	1002,9	1489,7	1,9370	4,9566
60	2614	1,834	48,83	491,97	997,4	1489,4	1,9523	4,9463
61	2679	1,84	47,59	497,19	991,8	1489,0	1,9676	4,9359
62	2744	1,846	46,39	502,43	986,2	1488,6	1,9829	4,9256
63	2811	1,853	45,22	507,69	980,5	1488,2	1,9982	4,9152
64	2879	1,859	44,09	512,97	974,7	1487,7	2,0135	4,9048
65	2948	1,866	42,98	518,27	968,9	1487,2	2,0288	4,8944
66	3018	1,872	41,91	523,58	963,1	1486,6	2,0441	4,8839
67	3090	1,879	40,86	528,92	957,1	1486,1	2,0594	4,8735
68	3162	1,886	39,85	534,27	951,2	1485,4	2,0748	4,8630
69	3237	1,893	38,86	539,65	945,1	1484,8	2,0901	4,8526
70	3312	1,9	37,89	545,05	939,0	1484,1	2,1054	4,8420
71	3389	1,907	36,96	550,47	932,8	1483,3	2,1208	4,8315
72	3467	1,915	36,04	555,91	926,6	1482,5	2,1361	4,8209
73	3546	1,922	35,15	561,37	920,3	1481,7	2,1515	4,8103
74	3627	1,929	34,29	566,86	913,9	1480,8	2,1669	4,7997
75	3709	1,937	33,44	572,38	907,5	1479,8	2,1823	4,7890
76	3792	1,945	32,62	577,92	900,9	1478,9	2,1977	4,7783
77	3877	1,953	31,81	583,49	894,3	1477,8	2,2132	4,7675
78	3964	1,961	31,03	589,08	887,7	1476,7	2,2286	4,7567
79	4051	1,969	30,27	594,70	880,9	1475,6	2,2441	4,7458
80	4141	1,978	29,53	600,35	874,1	1474,4	2,2597	4,7348

Tabela A.9b — Propriedades termodinâmicas do refrigerante R-717 (amônia) superaquecido

T [°C]	v [m³/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]	T [°C]	v [m³/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
T_{sat} = −40°C; p_{sat} = 71,58 kPa				T_{sat} = −35°C; p_{sat} = 92,98 kPa			
−35	1,593	1421,6	6,3015	−30	1,247	1429,8	6,2105
−30	1,629	1432,4	6,3462	−25	1,275	1440,7	6,2549
−25	1,665	1443,1	6,3900	−20	1,303	1451,6	6,2983
−20	1,700	1453,9	6,4328	−15	1,331	1462,5	6,3408
−15	1,736	1464,6	6,4747	−10	1,359	1473,3	6,3825
−10	1,771	1475,3	6,5159	−5	1,386	1484,2	6,4233
−5	1,807	1486,0	6,5562	0	1,414	1495,0	6,4633
0	1,842	1496,8	6,5959	5	1,441	1505,8	6,5027
5	1,877	1507,5	6,6348	10	1,468	1516,7	6,5413
10	1,912	1518,2	6,6731	15	1,495	1527,5	6,5793
15	1,947	1529,0	6,7108	20	1,522	1538,4	6,6166
20	1,982	1539,8	6,7478	25	1,549	1549,2	6,6533
T_{sat} = −30°C; p_{sat} = 119,3 kPa				T_{sat} = −25°C; p_{sat} = 151,4 kPa			
−25	0,9876	1437,7	6,1240	−20	0,7901	1445,3	6,0415
−20	1,01	1448,8	6,1681	−15	0,8078	1456,6	6,0855
−15	1,032	1459,8	6,2113	−10	0,8254	1467,8	6,1286
−10	1,054	1470,9	6,2536	−5	0,8428	1479,0	6,1706
−5	1,075	1481,8	6,2950	0	0,8601	1490,1	6,2118
0	1,097	1492,8	6,3355	5	0,8773	1501,3	6,2522
5	1,118	1503,8	6,3753	10	0,8945	1512,4	6,2918
10	1,140	1514,7	6,4144	15	0,9116	1523,5	6,3306
15	1,161	1525,7	6,4527	20	0,9286	1534,5	6,3687
20	1,183	1536,7	6,4904	25	0,9455	1545,6	6,4062
25	1,204	1547,6	6,5275	30	0,9624	1556,7	6,4430
30	1,225	1558,6	6,5639	35	0,9792	1567,8	6,4792
T_{sat} = −20°C; p_{sat} = 190,1 kPa				T_{sat} = −15°C; p_{sat} = 236,3 kPa			
−15	0,6383	1452,6	5,9627	−10	0,5203	1437,7	6,1240
−10	0,6526	1464,1	6,0067	−5	0,5320	1448,8	6,1681
−5	0,6668	1475,5	6,0497	0	0,5436	1459,8	6,2113
0	0,6808	1486,9	6,0917	5	0,5550	1470,9	6,2536
5	0,6948	1498,2	6,1327	10	0,5664	1481,8	6,2950
10	0,7087	1509,5	6,1729	15	0,5777	1492,8	6,3355
15	0,7225	1520,7	6,2123	20	0,5889	1503,8	6,3753
20	0,7362	1532,0	6,2510	25	0,6001	1514,7	6,4144
25	0,7499	1543,2	6,2889	30	0,6112	1525,7	6,4527
30	0,7635	1554,4	6,3262	35	0,6222	1536,7	6,4904
35	0,7770	1565,6	6,3628	40	0,6332	1547,6	6,5275
40	0,7905	1576,8	6,3988	45	0,6442	1558,6	6,5639
T_{sat} = −10°C; p_{sat} = 291,1 kPa				T_{sat} = −5°C; p_{sat} = 355,4 kPa			
−5	0,4277	1466,2	5,8153	0	0,3543	1472,5	5,7460
0	0,4373	1478,2	5,8594	5	0,3623	1484,7	5,7903
5	0,4469	1490,0	5,9024	10	0,3703	1496,8	5,8335
10	0,4563	1501,8	5,9444	15	0,3782	1508,8	5,8755
15	0,4657	1513,5	5,9854	20	0,3860	1520,8	5,9166
20	0,4750	1525,2	6,0255	25	0,3937	1532,6	5,9567
25	0,4842	1536,8	6,0647	30	0,4014	1544,4	5,9959
30	0,4934	1548,3	6,1032	35	0,4090	1556,2	6,0344
35	0,5025	1559,9	6,1409	40	0,4165	1567,9	6,0720
40	0,5116	1571,4	6,1779	45	0,4240	1579,5	6,1090
45	0,5206	1582,8	6,2142	50	0,4315	1591,2	6,1453
50	0,5296	1594,3	6,2500	55	0,4389	1602,8	6,1809

T [°C]	v [m³/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]	T [°C]	v [m³/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
T_{sat} = 0°C; p_{sat} = 430,3 kPa				T_{sat} = 5°C; p_{sat} = 517,1 kPa			
5	0,2956	1478,4	5,6794	10	0,2483	1483,8	5,6152
10	0,3024	1490,9	5,7240	15	0,2541	1496,7	5,6602
15	0,3091	1503,3	5,7674	20	0,2598	1509,4	5,7038
20	0,3157	1515,5	5,8096	25	0,2654	1521,9	5,7463
25	0,3223	1527,7	5,8507	30	0,2710	1534,3	5,7876
30	0,3288	1539,8	5,8909	35	0,2765	1546,7	5,8279
35	0,3352	1551,8	5,9302	40	0,2819	1558,9	5,8673
40	0,3416	1563,7	5,9687	45	0,2873	1571,0	5,9058
45	0,3479	1575,6	6,0063	50	0,2926	1583,1	5,9435
50	0,3541	1587,5	6,0432	55	0,2979	1595,1	5,9804
55	0,3604	1599,2	6,0795	60	0,3031	1607,1	6,0166
60	0,3666	1611,0	6,1150	65	0,3083	1619,1	6,0522
T_{sat} = 10°C; p_{sat} = 616,8 kPa				T_{sat} = 15°C; p_{sat} = 730,7 kPa			
15	0,2099	1488,9	5,5533	20	0,1785	1493,5	5,4935
20	0,2149	1502,1	5,5987	25	0,1828	1507,1	5,5394
25	0,2198	1515,1	5,6427	30	0,1870	1520,4	5,5838
30	0,2246	1527,9	5,6854	35	0,1912	1533,6	5,6268
35	0,2293	1540,6	5,7270	40	0,1953	1546,6	5,6687
40	0,2340	1553,2	5,7675	45	0,1993	1559,5	5,7094
45	0,2386	1565,7	5,8070	50	0,2033	1572,2	5,7491
50	0,2432	1578,1	5,8456	55	0,2072	1584,8	5,7878
55	0,2477	1590,4	5,8834	60	0,2111	1597,3	5,8257
60	0,2522	1602,6	5,9203	65	0,2149	1609,8	5,8628
65	0,2567	1614,8	5,9566	70	0,2187	1622,1	5,8991
70	0,2611	1626,9	5,9921	75	0,2225	1634,4	5,9346
T^{sat} = 20°C; p_{sat} = 860,1 kPa				T_{sat} = 25°C; p_{sat} = 1006 kPa			
25	0,1526	1497,7	5,4355	30	0,1311	1501,5	5,3792
30	0,1564	1511,7	5,4819	35	0,1344	1515,9	5,4263
35	0,1600	1525,4	5,5268	40	0,1377	1530,0	5,4718
40	0,1636	1538,9	5,5703	45	0,1408	1543,9	5,5157
45	0,1672	1552,2	5,6125	50	0,1439	1557,5	5,5583
50	0,1707	1565,4	5,6535	55	0,1470	1571,0	5,5996
55	0,1741	1578,4	5,6934	60	0,1500	1584,3	5,6398
60	0,1775	1591,3	5,7324	65	0,1529	1597,4	5,6790
65	0,1809	1604,0	5,7704	70	0,1558	1610,4	5,7172
70	0,1842	1616,7	5,8075	75	0,1587	1623,3	5,7545
75	0,1875	1629,3	5,8439	80	0,1616	1636,1	5,7910
80	0,1907	1641,8	5,8796	85	0,1644	1648,8	5,8267
T_{sat} = 30°C; p_{sat} = 1171 kPa				T_{sat} = 35°C; p_{sat} = 1354 kPa			
35	0,1132	1504,7	5,3244	40	0,0982	1507,5	5,2710
40	0,1161	1519,6	5,3723	45	0,1008	1522,9	5,3198
45	0,1190	1534,2	5,4184	50	0,1033	1537,9	5,3666
50	0,1218	1548,4	5,4629	55	0,1058	1552,6	5,4116
55	0,1245	1562,4	5,5059	60	0,1082	1567,0	5,4552
60	0,1272	1576,2	5,5476	65	0,1105	1581,1	5,4973
65	0,1298	1589,8	5,5881	70	0,1129	1595,0	5,5382
70	0,1324	1603,3	5,6275	75	0,1151	1608,8	5,5779
75	0,1349	1616,5	5,666	80	0,1174	1622,3	5,6166
80	0,1375	1629,7	5,7034	85	0,1196	1635,7	5,6543
85	0,1399	1642,7	5,7401	90	0,1218	1649,0	5,6911
90	0,1424	1655,6	5,7759	95	0,1240	1662,2	5,7271

		s [kJ/kg·K]
[illegible] kPa		
[illegible]	[illegible]	5,6152
[illegible]	[illegible]	5,6602
[illegible]	[illegible]	5,7038
[illegible]	[illegible]	5,7463
[illegible]	[illegible]	5,7876
[illegible]	[illegible]	5,8279
[illegible]	[illegible]	5,8673
[illegible]	[illegible]	5,9058
[illegible]	[illegible]	5,9435
[illegible]	[illegible]	5,9804
[illegible]	[illegible]	6,0166
[illegible]	[illegible]	6,0522
[illegible] kPa		
[illegible]	[illegible]	5,4935
[illegible]	[illegible]	5,5394
[illegible]	[illegible]	5,5838
[illegible]	[illegible]	5,6268
[illegible]	[illegible]	5,6687
[illegible]	[illegible]	5,7094
[illegible]	[illegible]	5,7491
[illegible]	[illegible]	5,7878
[illegible]	[illegible]	5,8257
[illegible]	[illegible]	5,8628
[illegible]	[illegible]	5,8991
[illegible]	[illegible]	5,9346
[illegible] kPa		
[illegible]	[illegible]	5,3792
[illegible]	[illegible]	5,4263
[illegible]	[illegible]	5,4718
[illegible]	[illegible]	5,5157
[illegible]	[illegible]	5,5583
[illegible]	[illegible]	5,5996
[illegible]	[illegible]	5,6398
[illegible]	[illegible]	5,6790
[illegible]	[illegible]	5,7172
[illegible]	[illegible]	5,7545
[illegible]	[illegible]	5,7910
[illegible]	[illegible]	5,8267
[illegible] kPa		
[illegible]	[illegible]	5,2710
[illegible]	[illegible]	5,3198
[illegible]	[illegible]	5,3666
[illegible]	[illegible]	5,4116
[illegible]	[illegible]	5,4552
[illegible]	[illegible]	5,4973
[illegible]	[illegible]	5,5382
[illegible]	[illegible]	5,5779
[illegible]	[illegible]	5,6166
[illegible]	[illegible]	5,6543
[illegible]	[illegible]	5,6911
[illegible]	[illegible]	5,7271

T [°C]	v [m³/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
T_{sat} = 40°C; p_{sat} = 1559,8 kPa			
45	0,0854	1509,8	5,2189
50	0,0878	1525,7	5,2685
55	0,0900	1541,2	5,3161
60	0,0922	1556,3	5,3618
65	0,0944	1571,1	5,4059
70	0,0965	1585,6	5,4485
75	0,0986	1599,9	5,4898
80	0,1006	1614,0	5,5299
85	0,1026	1627,8	5,5688
90	0,1046	1641,5	5,6068
95	0,1065	1655,0	5,6438
100	0,1084	1668,4	5,6800
T_{sat} = 50°C; p_{sat} = 2037 kPa			
55	0,0654	1512,6	5,1174
60	0,0673	1529,8	5,1693
65	0,0692	1546,4	5,2187
70	0,0710	1562,5	5,2660
75	0,0727	1578,2	5,3114
80	0,0744	1593,5	5,3551
85	0,0761	1608,5	5,3973
90	0,0777	1623,3	5,4382
95	0,0793	1637,8	5,4778
100	0,0809	1652,0	5,5164
105	0,0824	1666,1	5,5539
110	0,0839	1680,1	5,5905

T [°C]	v [m³/kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
T_{sat} = 45°C; p_{sat} = 1786 kPa			
50	0,0746	1511,5	5,1677
55	0,0767	1528,0	5,2184
60	0,0788	1544,0	5,2669
65	0,0808	1559,6	5,3134
70	0,0827	1574,9	5,3581
75	0,0846	1589,8	5,4012
80	0,0864	1604,4	5,4429
85	0,0882	1618,8	5,4834
90	0,0900	1633,0	5,5226
95	0,0918	1646,9	5,5609
100	0,0935	1660,7	5,5981
105	0,0952	1674,4	5,6345

Tabela A.10 — Propriedades de transporte do refrigerante R–12 saturado

T [°C]	ρ_l [kg/m³]	ρ_v [kg/m³]	c_{pl} [kJ/kg·K]	c_{pv} [kJ/kg·K]	k_l [W/m·K]	k_v [W/m·K]	$\mu_l \times 10^4$ [Pa·s]	$\mu_v \times 10^5$ [Pa·s]	Pr_l	Pr_v
–40	1516	4,13	0,8799	0,5534	0,09294					
–38	1511	4,504	0,8814	0,5575	0,09221					
–36	1505	4,904	0,883	0,5617	0,09148					
–34	1500	5,33	0,8845	0,566	0,09074					
–32	1494	5,785	0,8861	0,5702	0,09001					
–30	1488	6,27	0,8877	0,5746	0,08928	0,006959				
–28	1482	6,785	0,8894	0,579	0,08855	0,007061				
–26	1477	7,332	0,8911	0,5835	0,08782	0,007165				
–24	1471	7,913	0,8928	0,588	0,08708	0,007268				
–22	1465	8,529	0,8945	0,5926	0,08635	0,007373				
–20	1459	9,181	0,8963	0,5973	0,08562	0,007479	3,04	1,08	3,184	0,8612
–18	1453	9,871	0,8981	0,6021	0,08489	0,007585	2,97	1,09	3,141	0,863
–16	1447	10,6	0,9	0,6069	0,08416	0,007692	2,90	1,10	3,102	0,865
–14	1441	11,37	0,902	0,6118	0,08342	0,007801	2,84	1,11	3,066	0,867
–12	1435	12,18	0,9039	0,6168	0,08269	0,00791	2,78	1,11	3,033	0,8691
–10	1429	13,04	0,906	0,6218	0,08196	0,008019	2,72	1,12	3,004	0,8713
–8	1422	13,94	0,9081	0,6269	0,08123	0,00813	2,66	1,13	2,978	0,8736
–6	1416	14,89	0,9103	0,6322	0,0805	0,008242	2,61	1,14	2,955	0,876
–4	1410	15,89	0,9126	0,6375	0,07976	0,008355	2,57	1,15	2,935	0,8785
–2	1403	16,94	0,9149	0,6429	0,07903	0,008468	2,52	1,16	2,919	0,8811
0	1397	18,04	0,9173	0,6484	0,0783	0,008583	2,48	1,17	2,905	0,8838
2	1390	19,2	0,9198	0,654	0,07757	0,008699	2,44	1,18	2,895	0,8867
4	1384	20,42	0,9225	0,6596	0,07684	0,008816	2,41	1,19	2,888	0,8896
6	1377	21,69	0,9252	0,6654	0,0761	0,008934	2,37	1,20	2,884	0,8927
8	1371	23,03	0,928	0,6714	0,07537	0,009053	2,34	1,21	2,882	0,8959
10	1364	24,43	0,931	0,6774	0,07464	0,009173	2,31	1,22	2,884	0,8992
12	1357	25,9	0,9341	0,6835	0,07391	0,009294	2,29	1,23	2,888	0,9027
14	1350	27,43	0,9373	0,6898	0,07318	0,009417	2,26	1,24	2,894	0,9063
16	1343	29,04	0,9407	0,6962	0,07244	0,009541	2,24	1,25	2,904	0,9101
18	1336	30,72	0,9443	0,7028	0,07171	0,009666	2,21	1,26	2,916	0,914
20	1329	32,47	0,948	0,7095	0,07098	0,009792	2,19	1,27	2,93	0,9181
22	1322	34,31	0,9519	0,7164	0,07025	0,00992	2,18	1,28	2,947	0,9224
24	1315	36,23	0,9559	0,7235	0,06952	0,01005	2,16	1,29	2,966	0,9269
26	1307	38,23	0,9602	0,7307	0,06878	0,01018	2,14	1,30	2,988	0,9315
28	1300	40,33	0,9647	0,7382	0,06805	0,01031	2,12	1,31	3,011	0,9364
30	1292	42,52	0,9694	0,7459	0,06732	0,01045	2,11	1,32	3,037	0,9416
32	1285	44,81	0,9743	0,7538	0,06659	0,01058	2,09	1,33	3,064	0,9469
34	1277	47,19	0,9795	0,7619	0,06586	0,01072	2,08	1,34	3,093	0,9526
36	1269	49,69	0,985	0,7704	0,06512	0,01086	2,07	1,35	3,124	0,9585
38	1261	52,29	0,9908	0,7791	0,06439	0,011	2,05	1,36	3,156	0,9648
40	1253	55,01	0,9968	0,7881	0,06366	0,01114	2,04	1,37	3,19	0,9714
42	1245	57,85	1,003	0,7975	0,06293	0,01129	2,02	1,38	3,225	0,9781
44	1237	60,82	1,01	0,8073	0,0622	0,01143	2,01	1,40	3,261	0,9854
46	1228	63,92	1,017	0,8175	0,06146	0,01158	1,99	1,41	3,298	0,9931
48	1220	67,16	1,025	0,8282	0,06073	0,01173	1,98	1,42	3,336	1,001
50	1211	70,54	1,032	0,8393	0,06	0,01189	1,96	1,43	3,374	1,01
52	1202	74,08	1,041	0,8511	0,05927	0,01204	1,94	1,44	3,413	1,02
54	1193	77,78	1,05	0,8635	0,05854	0,0122	1,93	1,46	3,452	1,03
56	1184	81,66	1,059	0,8765	0,0578	0,01236	1,91	1,47	3,491	1,041
58	1175	85,71	1,069	0,8904	0,05707	0,01253	1,88	1,48	3,529	1,053
60	1165	89,96	1,079	0,9051	0,05634	0,0127	1,86	1,50	3,567	1,066

Tabela A.11 — Propriedades de transporte do refrigerante R–134a saturado

Pr_l	Pr_v	T [°C]	ρ_l [kg/m³]	ρ_v [kg/m³]	c_{pl} [kJ/kg·K]	c_{pv} [kJ/kg·K]	k_l [W/m·K]	k_v [W/m·K]	$\mu_l \times 10^4$ [Pa·s]	$\mu_v \times 10^6$ [Pa·s]	Pr_l	Pr_v
		–40	1418	2,773	1,254	0,749	0,11010	0,00811	4,88	2,55	5,558	0,235
		–38	1412	3,056	1,258	0,755	0,10940	0,00832	4,73	2,73	5,433	0,247
		–36	1406	3,363	1,262	0,761	0,10870	0,00852	4,58	2,91	5,315	0,260
		–34	1400	3,692	1,265	0,767	0,10800	0,00873	4,44	3,10	5,202	0,273
		–32	1395	4,048	1,269	0,774	0,10730	0,00893	4,31	3,30	5,094	0,286
		–30	1389	4,429	1,273	0,780	0,10660	0,00913	4,18	3,50	4,992	0,299
		–28	1383	4,839	1,277	0,787	0,10580	0,00933	4,06	3,72	4,895	0,314
		–26	1377	5,278	1,281	0,794	0,10510	0,00953	3,94	3,94	4,802	0,328
		–24	1371	5,748	1,286	0,801	0,10440	0,00973	3,83	4,17	4,713	0,343
		–22	1365	6,25	1,290	0,808	0,10360	0,00993	3,72	4,41	4,629	0,358
3,184	0,8612	–20	1359	6,787	1,294	0,815	0,10280	0,01013	3,61	4,65	4,548	0,374
3,141	0,863	–18	1352	7,359	1,299	0,822	0,10210	0,01033	3,51	4,90	4,472	0,390
3,102	0,865	–16	1346	7,968	1,303	0,830	0,10130	0,01053	3,42	5,16	4,398	0,407
3,066	0,867	–14	1340	8,617	1,308	0,837	0,10050	0,01073	3,33	5,43	4,329	0,424
3,033	0,8691	–12	1334	9,307	1,313	0,845	0,09967	0,01092	3,24	5,70	4,262	0,441
3,004	0,8713	–10	1327	10,04	1,318	0,853	0,09886	0,01112	3,15	5,98	4,198	0,459
2,978	0,8736	–8	1321	10,82	1,323	0,861	0,09804	0,01132	3,07	6,27	4,137	0,477
2,955	0,876	–6	1315	11,64	1,328	0,870	0,09721	0,01151	2,99	6,56	4,079	0,496
2,935	0,8785	–4	1308	12,52	1,333	0,878	0,09638	0,01171	2,91	6,86	4,023	0,514
2,919	0,8811	–2	1302	13,44	1,338	0,887	0,09553	0,01190	2,83	7,16	3,970	0,534
2,905	0,8838	0	1295	14,42	1,344	0,896	0,09468	0,01210	2,76	7,47	3,919	0,553
2,895	0,8867	2	1288	15,46	1,350	0,905	0,09381	0,01229	2,69	7,79	3,871	0,573
2,888	0,8896	4	1282	16,55	1,355	0,914	0,09294	0,01249	2,62	8,10	3,825	0,593
2,884	0,8927	6	1275	17,71	1,361	0,924	0,09206	0,01268	2,56	8,43	3,780	0,613
2,882	0,8959	8	1268	18,93	1,367	0,933	0,09117	0,01288	2,49	8,75	3,738	0,634
2,884	0,8992	10	1261	20,22	1,374	0,943	0,09027	0,01308	2,43	9,08	3,697	0,655
2,888	0,9027	12	1254	21,57	1,380	0,954	0,08936	0,01327	2,37	9,41	3,659	0,676
2,894	0,9063	14	1247	23	1,387	0,964	0,08845	0,01347	2,31	9,75	3,622	0,698
2,904	0,9101	16	1240	24,51	1,393	0,975	0,08752	0,01367	2,25	10,1	3,587	0,719
2,916	0,914	18	1233	26,1	1,400	0,986	0,08659	0,01386	2,20	10,4	3,553	0,741
2,93	0,9181	20	1226	27,77	1,408	0,998	0,08565	0,01406	2,14	10,8	3,521	0,763
2,947	0,9224	22	1218	29,53	1,415	1,009	0,08470	0,01426	2,09	11,1	3,491	0,786
2,966	0,9269	24	1211	31,38	1,423	1,022	0,08374	0,01446	2,04	11,4	3,462	0,808
2,988	0,9315	26	1203	33,32	1,431	1,034	0,08277	0,01466	1,99	11,8	3,434	0,831
3,011	0,9364	28	1195	35,37	1,439	1,048	0,08179	0,01486	1,94	12,1	3,408	0,854
3,037	0,9416	30	1188	37,53	1,448	1,061	0,08080	0,01507	1,89	12,4	3,383	0,877
3,064	0,9469	32	1180	39,79	1,456	1,075	0,07981	0,01527	1,84	12,8	3,360	0,900
3,093	0,9526	34	1172	42,17	1,466	1,090	0,07880	0,01548	1,80	13,1	3,338	0,923
3,124	0,9585	36	1163	44,68	1,476	1,105	0,07778	0,01568	1,75	13,4	3,319	0,947
3,156	0,9648	38	1155	47,31	1,487	1,122	0,07676	0,01589	1,70	13,8	3,301	0,971
3,19	0,9714	40	1147	50,08	1,498	1,138	0,07572	0,01610	1,66	14,1	3,285	0,995
3,225	0,9781	42	1138	53	1,510	1,156	0,07467	0,01632	1,62	14,4	3,271	1,020
3,261	0,9854	44	1129	56,06	1,523	1,175	0,07362	0,01653	1,58	14,7	3,259	1,045
3,298	0,9931	46	1121	59,29	1,536	1,194	0,07255	0,01675	1,53	15,0	3,248	1,070
3,336	1,001	48	1112	62,69	1,551	1,215	0,07147	0,01697	1,49	15,3	3,239	1,096
3,374	1,01	50	1102	66,27	1,566	1,237	0,07038	0,01720	1,45	15,6	3,231	1,123
3,413	1,02	52	1093	70,05	1,582	1,260	0,06927	0,01742	1,41	15,9	3,226	1,151
3,452	1,03	54	1083	74,03	1,599	1,285	0,06816	0,01766	1,37	16,2	3,223	1,179
3,491	1,041	56	1073	78,24	1,618	1,312	0,06703	0,01789	1,34	16,5	3,222	1,208
3,529	1,053	58	1063	82,68	1,638	1,341	0,06589	0,01813	1,30	16,8	3,224	1,239
3,567	1,066	60	1053	87,38	1,659	1,372	0,06473	0,01838	1,26	17,0	3,229	1,272

Tabela A.12 — Propriedades de transporte do refrigerante R-22 saturado

T [°C]	ρ_l [kg/m³]	ρ_v [kg/m³]	c_{pl} [kJ/kg·K]	c_{pv} [kJ/kg·K]	k_l [W/m·K]	k_v [W/m·K]	$\mu_l \times 10^4$ [Pa·s]	$\mu_v \times 10^5$ [Pa·s]	Pr_l	Pr_v
−40	1407	4,876	1,101	0,625	0,11470	0,00710	3,32	1,02	3,186	0,895
−38	1401	5,314	1,103	0,629	0,11370	0,00723	3,23	1,03	3,137	0,894
−36	1395	5,782	1,106	0,634	0,11280	0,00736	3,15	1,04	3,090	0,892
−34	1389	6,282	1,109	0,639	0,11190	0,00749	3,07	1,05	3,046	0,891
−32	1383	6,815	1,112	0,644	0,11100	0,00763	3,00	1,05	3,004	0,891
−30	1377	7,383	1,115	0,649	0,11000	0,00776	2,93	1,06	2,965	0,890
−28	1371	7,986	1,118	0,655	0,10910	0,00789	2,86	1,07	2,927	0,890
−26	1365	8,628	1,121	0,660	0,10820	0,00803	2,79	1,08	2,892	0,890
−24	1359	9,308	1,125	0,666	0,10730	0,00816	2,73	1,09	2,858	0,890
−22	1353	10,03	1,128	0,672	0,10640	0,00830	2,67	1,10	2,826	0,891
−20	1346	10,8	1,132	0,678	0,10550	0,00844	2,61	1,11	2,796	0,892
−18	1340	11,6	1,135	0,684	0,10460	0,00858	2,55	1,12	2,767	0,893
−16	1334	12,46	1,139	0,690	0,10370	0,00872	2,49	1,13	2,740	0,894
−14	1327	13,37	1,143	0,697	0,10270	0,00886	2,44	1,14	2,714	0,896
−12	1321	14,32	1,147	0,704	0,10180	0,00900	2,39	1,15	2,689	0,898
−10	1315	15,33	1,152	0,711	0,10090	0,00914	2,34	1,16	2,666	0,900
−8	1308	16,39	1,156	0,718	0,10000	0,00929	2,29	1,17	2,644	0,903
−6	1302	17,51	1,161	0,725	0,09913	0,00943	2,24	1,18	2,623	0,905
−4	1295	18,69	1,165	0,733	0,09823	0,00958	2,19	1,19	2,604	0,908
−2	1288	19,93	1,170	0,741	0,09733	0,00973	2,15	1,20	2,585	0,912
0	1282	21,24	1,176	0,749	0,09642	0,00988	2,11	1,21	2,567	0,915
2	1275	22,61	1,181	0,757	0,09552	0,01003	2,06	1,22	2,551	0,919
4	1268	24,05	1,186	0,766	0,09462	0,01018	2,02	1,23	2,535	0,923
6	1261	25,57	1,192	0,775	0,09371	0,01034	1,98	1,24	2,521	0,928
8	1254	27,16	1,198	0,784	0,09280	0,01050	1,94	1,25	2,507	0,932
10	1247	28,83	1,204	0,793	0,09189	0,01066	1,90	1,26	2,495	0,937
12	1240	30,58	1,211	0,803	0,09098	0,01082	1,87	1,27	2,483	0,943
14	1233	32,42	1,217	0,814	0,09007	0,01098	1,83	1,28	2,472	0,949
16	1225	34,35	1,224	0,824	0,08915	0,01115	1,79	1,29	2,462	0,955
18	1218	36,37	1,232	0,836	0,08823	0,01131	1,76	1,30	2,453	0,962
20	1210	38,49	1,239	0,847	0,08731	0,01148	1,72	1,31	2,445	0,969
22	1203	40,72	1,247	0,859	0,08638	0,01166	1,69	1,32	2,437	0,976
24	1195	43,05	1,256	0,872	0,08544	0,01183	1,65	1,34	2,431	0,984
26	1187	45,49	1,264	0,885	0,08451	0,01201	1,62	1,35	2,426	0,993
28	1179	48,05	1,274	0,899	0,08356	0,01219	1,59	1,36	2,421	1,002
30	1171	50,73	1,283	0,914	0,08261	0,01238	1,56	1,37	2,418	1,012
32	1163	53,54	1,294	0,929	0,08166	0,01256	1,53	1,38	2,415	1,022
34	1155	56,49	1,304	0,945	0,08069	0,01275	1,49	1,39	2,414	1,033
36	1146	59,58	1,316	0,962	0,07972	0,01295	1,46	1,41	2,413	1,045
38	1138	62,83	1,328	0,980	0,07874	0,01315	1,43	1,42	2,414	1,058
40	1129	66,23	1,341	0,999	0,07775	0,01335	1,40	1,43	2,417	1,072
42	1120	69,8	1,355	1,020	0,07675	0,01356	1,37	1,45	2,420	1,087
44	1111	73,55	1,369	1,041	0,07574	0,01377	1,34	1,46	2,425	1,103
46	1102	77,5	1,385	1,064	0,07472	0,01399	1,31	1,47	2,432	1,121
48	1092	81,64	1,402	1,089	0,07368	0,01421	1,28	1,49	2,441	1,140
50	1083	86,01	1,420	1,116	0,07263	0,01444	1,25	1,50	2,451	1,161
52	1073	90,6	1,440	1,145	0,07157	0,01467	1,23	1,52	2,464	1,184
54	1063	95,44	1,461	1,177	0,07049	0,01491	1,20	1,53	2,479	1,210
56	1052	100,6	1,484	1,211	0,06939	0,01516	1,17	1,55	2,497	1,238
58	1042	106	1,510	1,249	0,06827	0,01542	1,14	1,57	2,518	1,269
60	1031	111,7	1,538	1,291	0,06713	0,01568	1,11	1,59	2,543	1,304

Tabela A.13 — Propriedades de transporte do refrigerante R–404A saturado

T [°C]	ρ_l [kg/m³]	ρ_v [kg/m³]	c_{pl} [kJ/kg·K]	c_{pv} [kJ/kg·K]	k_l [W/m·K]	k_v [W/m·K]	$\mu_l \times 10^4$ [Pa·s]	$\mu_v \times 10^5$ [Pa·s]	Pr_l	Pr_v
–40	1283	7,055	1,249	0,787	0,08965	0,00876	2,96	0,973	4,118	0,874
–38	1277	7,681	1,255	0,794	0,08898	0,00893	2,88	0,981	4,063	0,872
–36	1270	8,349	1,260	0,802	0,08831	0,00910	2,81	0,989	4,008	0,871
–34	1264	9,062	1,266	0,809	0,08764	0,00927	2,74	0,997	3,954	0,870
–32	1258	9,822	1,272	0,817	0,08697	0,00944	2,67	1,01	3,901	0,870
–30	1252	10,63	1,278	0,825	0,08630	0,00962	2,60	1,01	3,848	0,869
–28	1245	11,49	1,284	0,833	0,08564	0,00979	2,53	1,02	3,796	0,869
–26	1239	12,41	1,290	0,842	0,08497	0,00997	2,47	1,03	3,745	0,869
–24	1232	13,38	1,296	0,850	0,08431	0,01015	2,41	1,04	3,695	0,869
–22	1226	14,4	1,302	0,859	0,08365	0,01033	2,34	1,05	3,645	0,870
–20	1219	15,5	1,308	0,868	0,08299	0,01051	2,28	1,05	3,596	0,870
–18	1212	16,65	1,314	0,877	0,08233	0,01070	2,22	1,06	3,548	0,871
–16	1205	17,87	1,320	0,886	0,08167	0,01089	2,17	1,07	3,501	0,872
–14	1198	19,17	1,327	0,895	0,08102	0,01108	2,11	1,08	3,455	0,874
–12	1192	20,53	1,334	0,905	0,08036	0,01127	2,06	1,09	3,410	0,875
–10	1184	21,98	1,340	0,915	0,07971	0,01146	2,00	1,10	3,366	0,877
–8	1177	23,5	1,347	0,925	0,07905	0,01166	1,95	1,11	3,322	0,879
–6	1170	25,11	1,354	0,936	0,07840	0,01186	1,90	1,12	3,280	0,881
–4	1163	26,81	1,362	0,947	0,07774	0,01207	1,85	1,13	3,238	0,884
–2	1155	28,61	1,369	0,958	0,07709	0,01227	1,80	1,14	3,198	0,887
0	1148	30,5	1,377	0,970	0,07643	0,01249	1,75	1,15	3,159	0,890
2	1140	32,49	1,385	0,982	0,07578	0,01270	1,71	1,16	3,120	0,894
4	1133	34,59	1,393	0,994	0,07512	0,01292	1,66	1,17	3,083	0,898
6	1125	36,8	1,401	1,007	0,07447	0,01314	1,62	1,18	3,047	0,902
8	1117	39,14	1,409	1,020	0,07381	0,01337	1,58	1,19	3,012	0,907
10	1109	41,6	1,418	1,034	0,07315	0,01360	1,54	1,20	2,978	0,912
12	1101	44,2	1,427	1,049	0,07249	0,01383	1,50	1,21	2,945	0,918
14	1092	46,93	1,437	1,064	0,07182	0,01408	1,46	1,22	2,913	0,925
16	1084	49,82	1,447	1,080	0,07115	0,01432	1,42	1,24	2,883	0,932
18	1075	52,86	1,457	1,097	0,07048	0,01458	1,38	1,25	2,854	0,940
20	1066	56,08	1,467	1,115	0,06981	0,01483	1,34	1,26	2,826	0,949
22	1057	59,47	1,478	1,133	0,06913	0,01510	1,31	1,28	2,800	0,958
24	1048	63,06	1,490	1,153	0,06845	0,01537	1,28	1,29	2,774	0,969
26	1039	66,85	1,502	1,175	0,06776	0,01565	1,24	1,31	2,751	0,981
28	1029	70,87	1,515	1,197	0,06707	0,01594	1,21	1,32	2,729	0,994
30	1019	75,12	1,529	1,222	0,06637	0,01624	1,18	1,34	2,708	1,009
32	1009	79,64	1,543	1,249	0,06566	0,01655	1,14	1,36	2,689	1,026
34	998,9	84,43	1,558	1,277	0,06494	0,01687	1,11	1,38	2,672	1,045
36	988,3	89,53	1,575	1,309	0,06422	0,01720	1,08	1,40	2,657	1,066
38	977,3	94,96	1,592	1,344	0,06348	0,01755	1,05	1,42	2,644	1,090
40	966,1	100,8	1,611	1,383	0,06273	0,01791	1,03	1,45	2,634	1,117
42	954,4	107	1,632	1,427	0,06197	0,01828	99,7	1,47	2,626	1,149
44	942,3	113,6	1,655	1,476	0,06118	0,01867	96,9	1,50	2,621	1,186
46	929,7	120,8	1,680	1,533	0,06039	0,01909	94,1	1,53	2,619	1,229
48	916,7	128,5	1,709	1,599	0,05956	0,01953	91,4	1,56	2,621	1,280
50	903	136,9	1,741	1,676	0,05872	0,01999	88,6	1,60	2,628	1,341
52	888,5	146	1,778	1,768	0,05784	0,02048	85,9	1,64	2,641	1,415
54	873,3	156	1,821	1,880	0,05693	0,02101	832	1,69	2,662	1,508
56	857,1	167	1,873	2,021	0,05597	0,02159	804	1,74	2,692	1,624
58	839,8	179,3	1,936	2,201	0,05496	0,02222	776	1,79	2,735	1,776
60	821	193,1	2,016	2,440	0,05388	0,02291	747	1,86	2,796	1,980

Tabela A.14 — Propriedades de transporte do refrigerante R–502 saturado

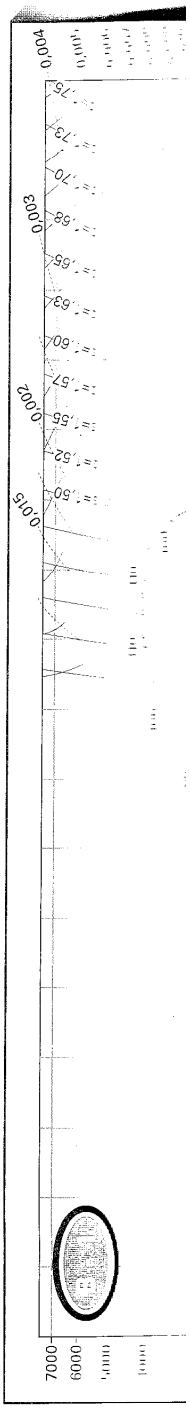
T [°C]	ρ_l [kg/m³]	ρ_v [kg/m³]	c_{pl} [kJ/kg·K]	c_{pv} [kJ/kg·K]	k_l [W/m·K]	k_v [W/m·K]	$\mu_l \times 10^4$ [Pa·s]	$\mu_v \times 10^5$ [Pa·s]	Pr_l	Pr_v
–40	1464	7,832	0,951	0,618		0,00804	3,60	1,01		0,774
–38	1457	8,504	0,960	0,623		0,00817	3,51	1,02		0,776
–36	1451	9,221	0,969	0,628		0,00829	3,42	1,03		0,777
–34	1444	9,984	0,978	0,633		0,00842	3,33	1,04		0,779
–32	1438	10,8	0,988	0,639		0,00854	3,25	1,05		0,782
–30	1431	11,66	0,997	0,644		0,00867	3,17	1,06		0,784
–28	1424	12,58	1,006	0,650		0,00879	3,09	1,06		0,786
–26	1417	13,55	1,014	0,655		0,00892	3,02	1,07		0,789
–24	1410	14,58	1,023	0,661		0,00905	2,95	1,08		0,792
–22	1403	15,67	1,032	0,667		0,00918	2,88	1,09		0,795
–20	1396	16,82	1,041	0,673		0,00931	2,82	1,10		0,798
–18	1389	18,04	1,049	0,679		0,00944	2,75	1,11		0,801
–16	1382	19,32	1,057	0,685		0,00957	2,69	1,12		0,805
–14	1375	20,68	1,065	0,691		0,00970	2,63	1,13		0,808
–12	1368	22,11	1,074	0,698		0,00984	2,57	1,14		0,812
–10	1360	23,62	1,082	0,705		0,00997	2,52	1,16		0,816
–8	1353	25,21	1,089	0,712		0,01011	2,47	1,17		0,821
–6	1345	26,88	1,097	0,719		0,01025	2,42	1,18		0,825
–4	1338	28,63	1,105	0,726		0,01039	2,37	1,19		0,830
–2	1330	30,48	1,112	0,734		0,01053	2,32	1,20		0,834
0	1323	32,43	1,119	0,741		0,01067	2,27	1,21		0,840
2	1315	34,47	1,126	0,749		0,01082	2,23	1,22		0,845
4	1307	36,61	1,133	0,758		0,01096	2,18	1,23		0,850
6	1299	38,86	1,140	0,766		0,01111	2,14	1,24		0,856
8	1291	41,22	1,147	0,775	0,07107	0,01126	2,10	1,25	3,391	0,862
10	1282	43,7	1,153	0,784	0,07029	0,01141	2,06	1,26	3,384	0,869
12	1274	46,3	1,160	0,794	0,06951	0,01156	2,02	1,28	3,378	0,876
14	1266	49,02	1,166	0,804	0,06873	0,01172	1,99	1,29	3,372	0,883
16	1257	51,88	1,172	0,814	0,06794	0,01188	1,95	1,30	3,367	0,890
18	1248	54,88	1,178	0,825	0,06716	0,01204	1,92	1,31	3,362	0,898
20	1239	58,03	1,185	0,836	0,06638	0,01221	1,88	1,32	3,357	0,906
22	1230	61,32	1,191	0,848	0,06560	0,01237	1,85	1,34	3,353	0,915
24	1221	64,78	1,197	0,860	0,06482	0,01254	1,81	1,35	3,349	0,924
26	1212	68,41	1,203	0,873	0,06403	0,01272	1,78	1,36	3,345	0,934
28	1202	72,22	1,208	0,887	0,06325	0,01289	1,75	1,37	3,341	0,944
30	1193	76,22	1,214	0,901	0,06247	0,01307	1,72	1,39	3,338	0,956
32	1183	80,41	1,221	0,916	0,06169	0,01326	1,69	1,40	3,334	0,968
34	1173	84,83	1,227	0,933	0,06091	0,01344	1,65	1,41	3,331	0,981
36	1162	89,46	1,233	0,950	0,06012	0,01364	1,62	1,43	3,327	0,995
38	1152	94,34	1,240	0,968	0,05934	0,01383	1,59	1,4	3,323	1,011
40	1141	99,48	1,247	0,988	0,05856	0,01404	1,56	1,46	3,319	1,028
42	1130	104,9	1,254	1,010	0,05778	0,01424	1,53	1,48	3,315	1,047
44	1118	110,6	1,262	1,033	0,05700	0,01446	1,50	1,49	3,311	1,067
46	1106	116,7	1,271	1,059	0,05621	0,01468	1,46	1,51	3,307	1,090
48	1094	123,1	1,281	1,087		0,01490	1,43	1,53		1,115
50	1081	129,8	1,292	1,118		0,01514	1,40	1,55		1,143
52	1068	137	1,304	1,152		0,01538	1,36	1,57		1,175
54	1055	144,7	1,318	1,191		0,01563	1,33	1,59		1,212
56	1041	152,9	1,334	1,235		0,01590	1,29	1,61		1,254
58	1026	161,7	1,353	1,286		0,01617	1,26	1,64		1,302
60	1010	171,2	1,376	1,345		0,01646	1,22	1,66		1,359

Tabela A.15 — Propriedades de transporte do refrigerante R–717 (amônia) saturado

T [°C]	ρ_l [kg/m³]	ρ_v [kg/m³]	c_{pl} [kJ/kg·K]	c_{pv} [kJ/kg·K]	k_l [W/m·K]	k_v [W/m·K]	$\mu_l \times 10^4$ [Pa·s]	$\mu_v \times 10^6$ [Pa·s]	Pr_l	Pr_v
–40	689,5	0,6421	4,239	2,157		0,01797	2,93	7,96		0,955
–38	687,1	0,709	4,266	2,170		0,01818	2,87	8,03		0,958
–36	684,6	0,7815	4,293	2,183		0,01840	2,80	8,10		0,961
–34	682,2	0,8598	4,319	2,197		0,01862	2,75	8,17		0,964
–32	679,8	0,9443	4,346	2,212		0,01884	2,69	8,24		0,967
–30	677,3	1,035	4,371	2,227		0,01906	2,63	8,31		0,971
–28	674,9	1,133	4,397	2,243	0,60380	0,01929	2,57	8,38	1,875	0,975
–26	672,4	1,239	4,422	2,260	0,59910	0,01952	2,52	8,45	1,859	0,979
–24	669,9	1,352	4,446	2,277	0,59450	0,01976	2,47	8,52	1,844	0,983
–22	667,4	1,473	4,470	2,296	0,58990	0,01999	2,41	8,60	1,828	0,987
–20	664,8	1,602	4,494	2,315	0,58530	0,02024	2,36	8,67	1,813	0,991
–18	662,3	1,741	4,517	2,334	0,58060	0,02048	2,31	8,74	1,797	0,996
–16	659,7	1,888	4,540	2,355	0,57600	0,02073	2,26	8,81	1,781	1,001
–14	657,1	2,046	4,562	2,376	0,57140	0,02098	2,21	8,89	1,766	1,006
–12	654,5	2,214	4,583	2,398	0,56670	0,02124	2,16	8,96	1,750	1,011
–10	651,9	2,392	4,604	2,421	0,56210	0,02150	2,12	9,03	1,734	1,017
–8	649,3	2,582	4,624	2,445	0,55750	0,02177	2,07	9,11	1,718	1,023
–6	646,6	2,783	4,644	2,470	0,55280	0,02204	2,03	9,18	1,702	1,029
–4	643,9	2,997	4,663	2,496	0,54820	0,02232	1,98	9,25	1,685	1,035
–2	641,2	3,223	4,681	2,522	0,54360	0,02260	1,94	9,33	1,669	1,041
0	638,5	3,462	4,699	2,550	0,53900	0,02289	1,90	9,40	1,653	1,048
2	635,8	3,716	4,716	2,578	0,53430	0,02318	1,86	9,48	1,637	1,054
4	633,1	3,984	4,733	2,608	0,52970	0,02348	1,81	9,55	1,621	1,061
6	630,3	4,266	4,749	2,638	0,52510	0,02378	1,77	9,63	1,605	1,068
8	627,5	4,565	4,764	2,670	0,52040	0,02409	1,74	9,70	1,589	1,075
10	624,7	4,879	4,779	2,702	0,51580	0,02440	1,70	9,78	1,573	1,083
12	621,8	5,211	4,794	2,736	0,51120	0,02473	1,66	9,86	1,557	1,091
14	619	5,56	4,807	2,771	0,50650	0,02506	1,62	9,93	1,541	1,099
16	616,1	5,927	4,821	2,807	0,50190	0,02539	1,59	10,0	1,525	1,107
18	613,2	6,313	4,833	2,844	0,49730	0,02573	1,55	10,1	1,510	1,115
20	610,2	6,719	4,846	2,882	0,49270	0,02608	1,52	10,2	1,494	1,123
22	607,3	7,145	4,857	2,922	0,48800	0,02644	1,49	10,2	1,479	1,132
24	604,3	7,593	4,869	2,962	0,48340	0,02681	1,45	10,3	1,464	1,141
26	601,3	8,062	4,880	3,005	0,47880	0,02718	1,42	10,4	1,449	1,150
28	598,2	8,555	4,890	3,048	0,47410	0,02757	1,39	10,5	1,435	1,160
30	595,1	9,071	4,900	3,093	0,46950	0,02796	1,36	10,6	1,420	1,169
32	592	9,612	4,910	3,140	0,46490	0,02836	1,33	10,7	1,406	1,179
34	588,9	10,18	4,920	3,188	0,46020	0,02877	1,30	10,7	1,392	1,189
36	585,7	10,77	4,930	3,237	0,45560	0,02919	1,27	10,8	1,378	1,199
38	582,5	11,39	4,939	3,289	0,45100	0,02962	1,25	10,9	1,365	1,210
40	579,3	12,04	4,948	3,342	0,44640	0,03006	1,22	11,0	1,352	1,221
42	576,1	12,72	4,957	3,397	0,44170	0,03052	1,19	11,1	1,339	1,232
44	572,8	13,43	4,966	3,455	0,43710	0,03098	1,17	11,2	1,327	1,244
46	569,4	14,18	4,976	3,514	0,43250	0,03146	1,14	11,2	1,315	1,256
48	566	14,96	4,985	3,576	0,42780	0,03195	1,12	11,3	1,303	1,268
50	562,6	15,77	4,994	3,640	0,42320	0,03245	1,09	11,4	1,292	1,281
52	559,2	16,62	5,004	3,706	0,41860	0,03296	1,07	11,5	1,281	1,294
54	555,7	17,51	5,015	3,776	0,41390	0,03349	1,05	11,6	1,271	1,307
56	552,1	18,43	5,026	3,848	0,40930	0,03404	1,03	11,7	1,261	1,321
58	548,5	19,41	5,037	3,924	0,40470	0,03460	1,01	11,8E	1,252	1,336
60	544,9	20,42	5,049	4,003	0,40010	0,03518	0,985	11,9E	1,243	1,351

APÊNDICE B DIAGRAMAS

Diagrama	Tema
B.1	**Diagrama (p, h) do refrigerante R-12** Desenvolvido a partir de programa do Departamento de Energia da Universidade Técnica da Dinamarca.
B.2	**Diagrama (p, h) do refrigerante R-134a** Cortesia da DuPont do Brasil S.A.
B.3	**Diagrama (p, h) do refrigerante R-22** Desenvolvido a partir de programa do Departamento de Energia da Universidade Técnica da Dinamarca.
B.4	**Diagrama (p, h) do refrigerante R-404a** Cortesia da DuPont do Brasil S.A.
B.5	**Diagrama (p, h) do refrigerante R-502** Desenvolvido a partir de programa do Departamento de Energia da Universidade Técnica da Dinamarca.
B.6	**Diagrama (p, h) do refrigerante R-717 (amônia)** Desenvolvido a partir de programa do Departamento de Energia da Universidade Técnica da Dinamarca.
B.7	**Carta psicrométrica para temperatura normais** Carta psicrométrica para temperaturas normais à pressão barométrica normal, 101,325 kPa (©1992 by American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc. www.ashrae.org *Reprinted by permission.*
B.8	**Carta psicrométrica para baixas temperaturas** Carta psicrométrica para temperaturas normais à pressão barométrica normal, 101,325 kPa (©1992 by American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc. www.ashrae.org *Reprinted by permission.*



S

...mento de Energia

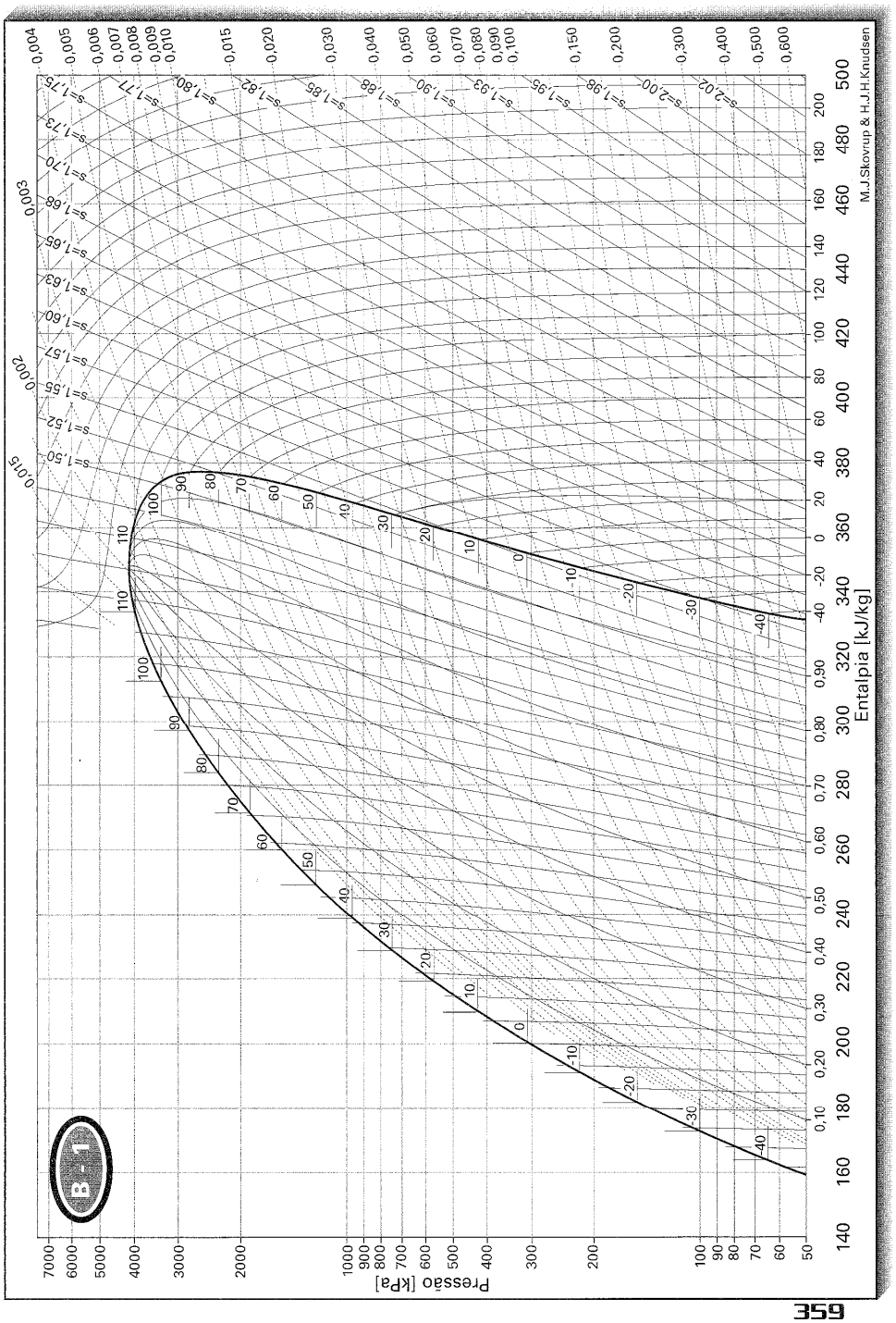
...mento de Energia

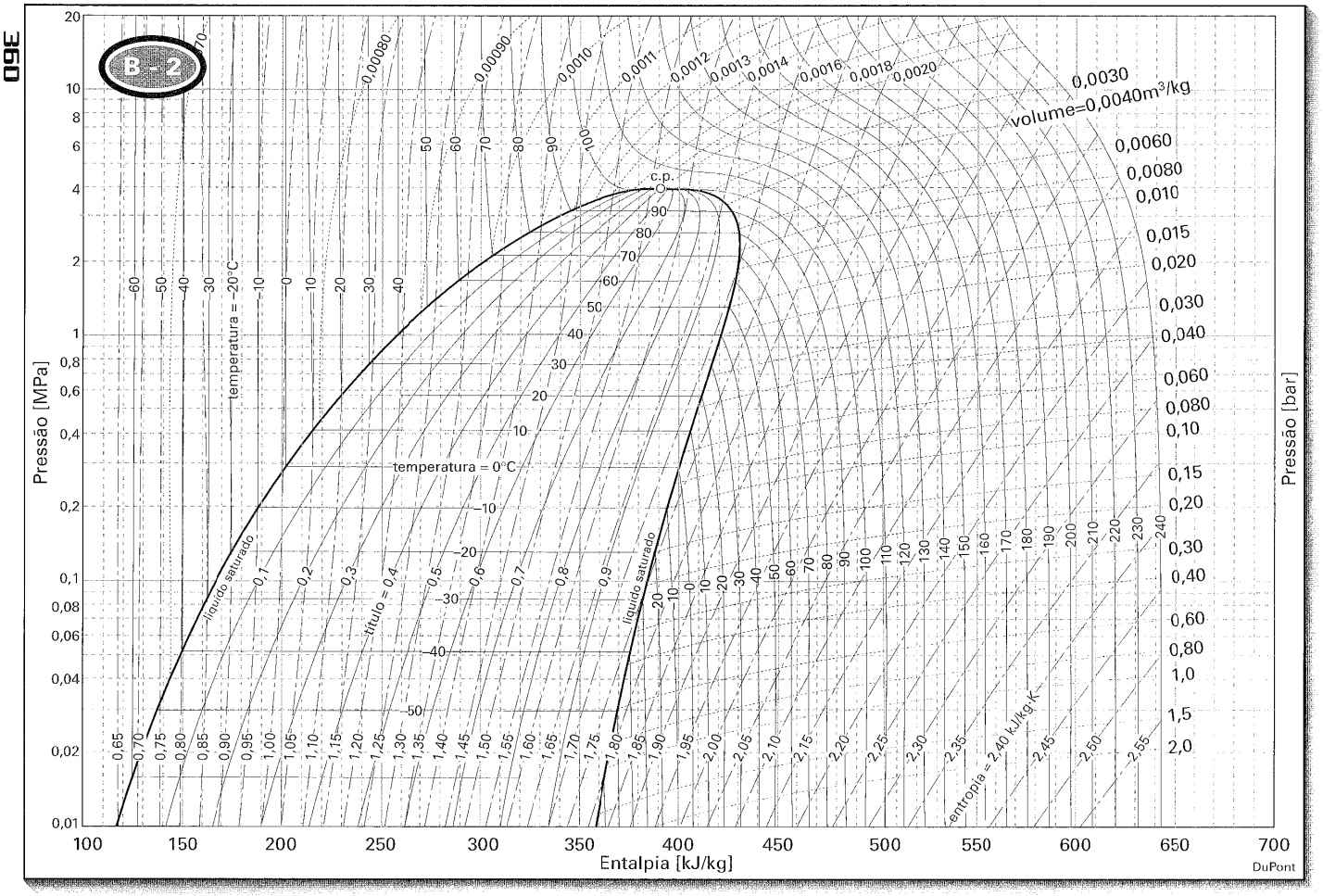
...mento de Energia

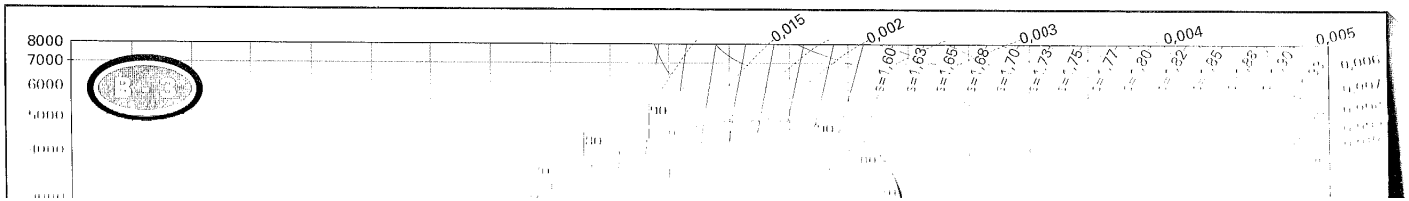
...mônia)
...mento de Energia

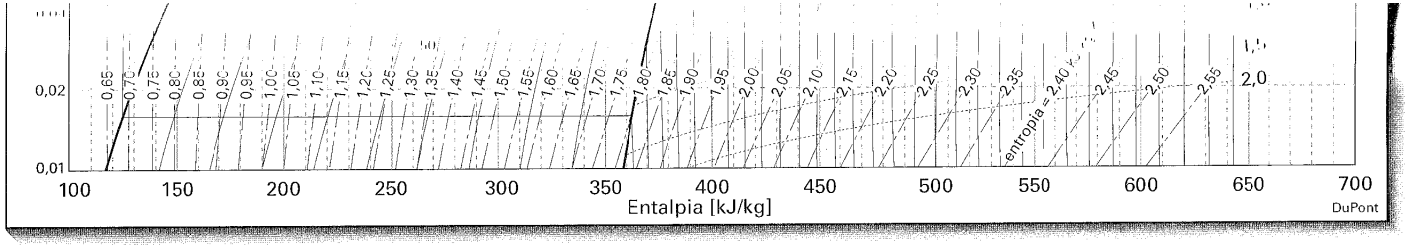
...ormais
...a pressão
...ican Society of
...ngineers, Inc.

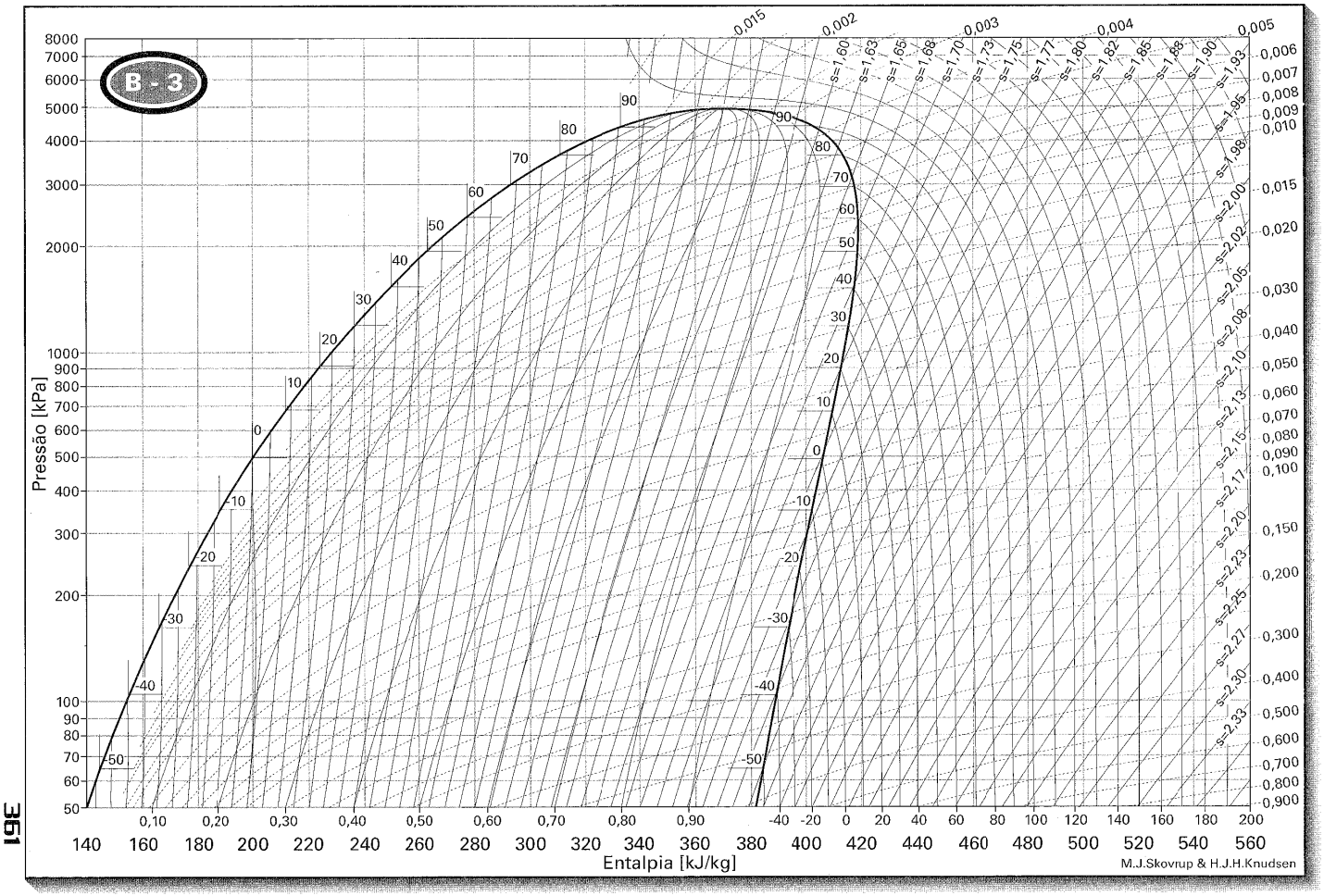
...aturas
...a pressão
...ican Society of
...ngineers, Inc.

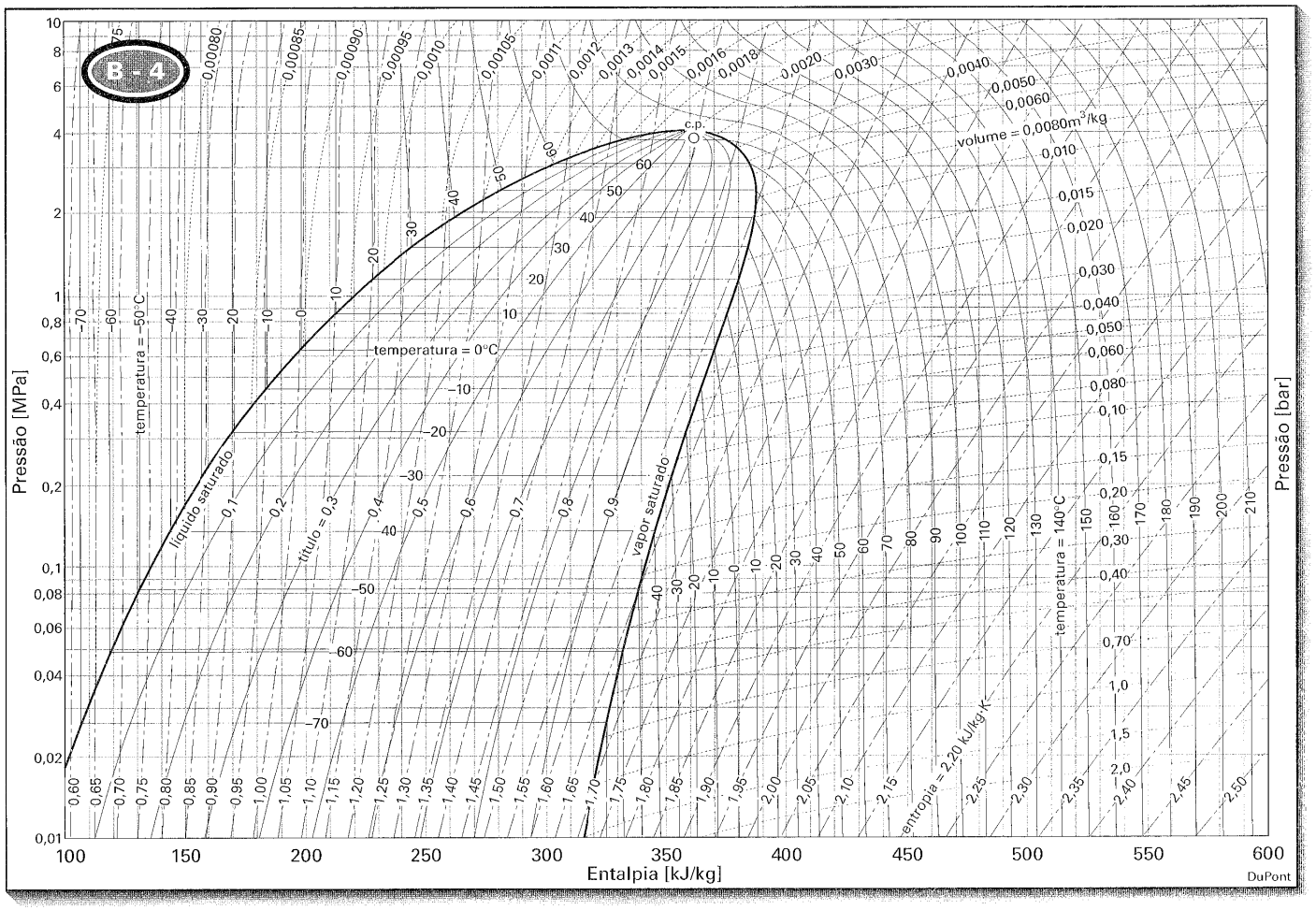


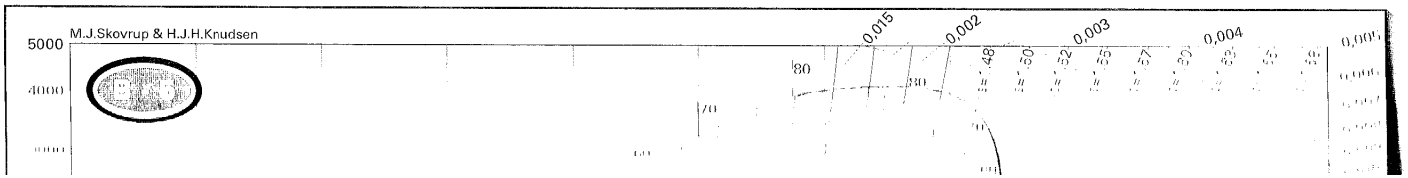

R-22
Pressão [MPa]
Pressão [bar]
Entalpia [kJ/kg]
DuPont
c.p.
temperatura = −20°C
temperatura = 0°C
líquido saturado
título = 0,4
entropia = 2,40 kJ/kg·K
volume=0,0040m³/kg

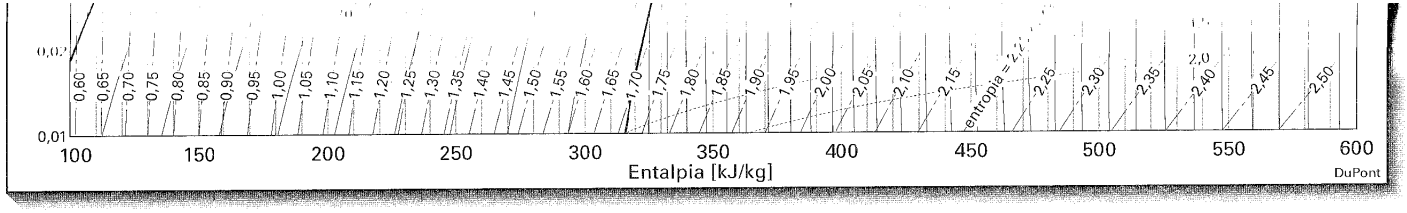

R-502

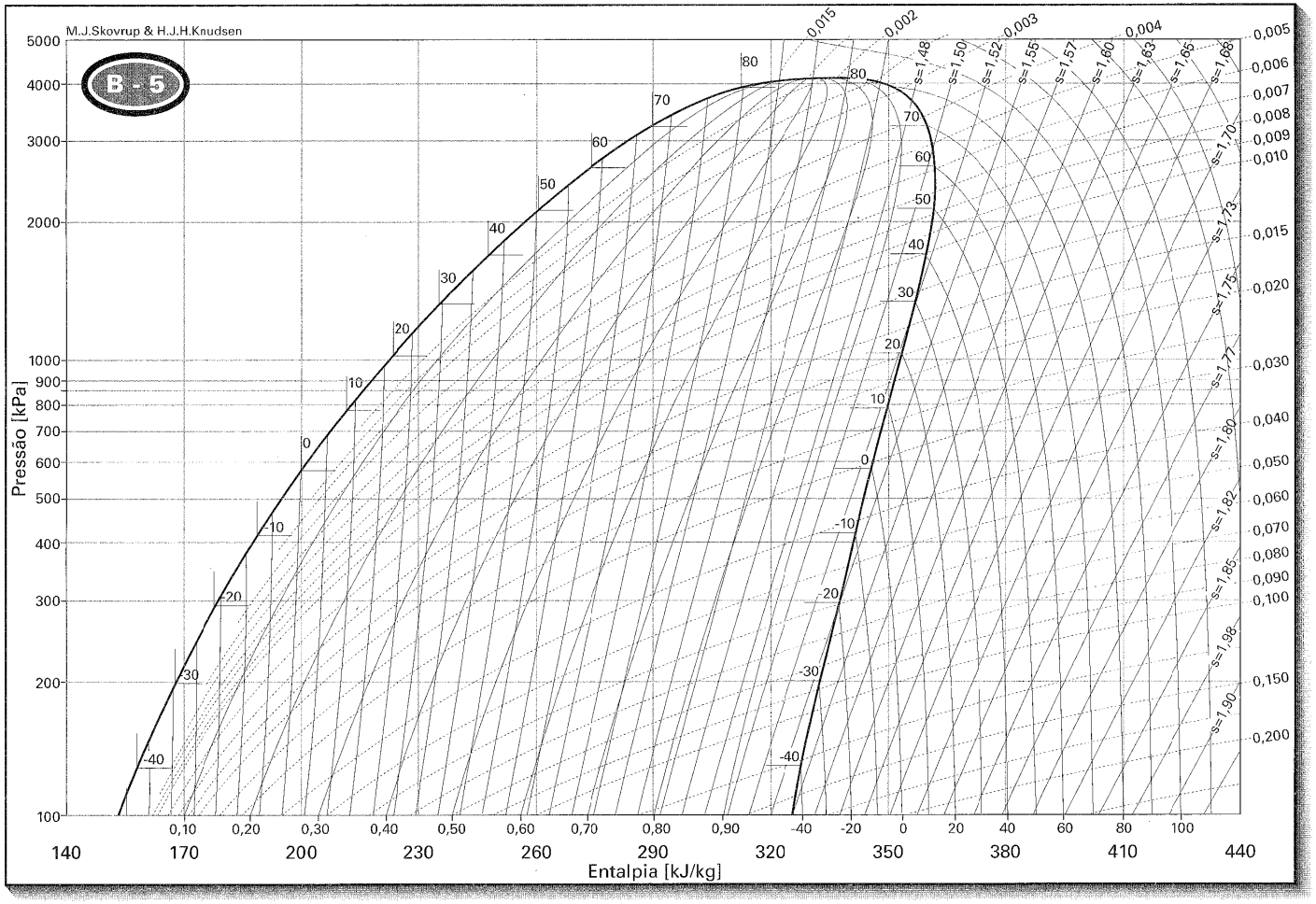

0,02
0,01
100
150
200
250
300
350
400
450
500
550
600
650
700
Entalpia [kJ/kg]
DuPont

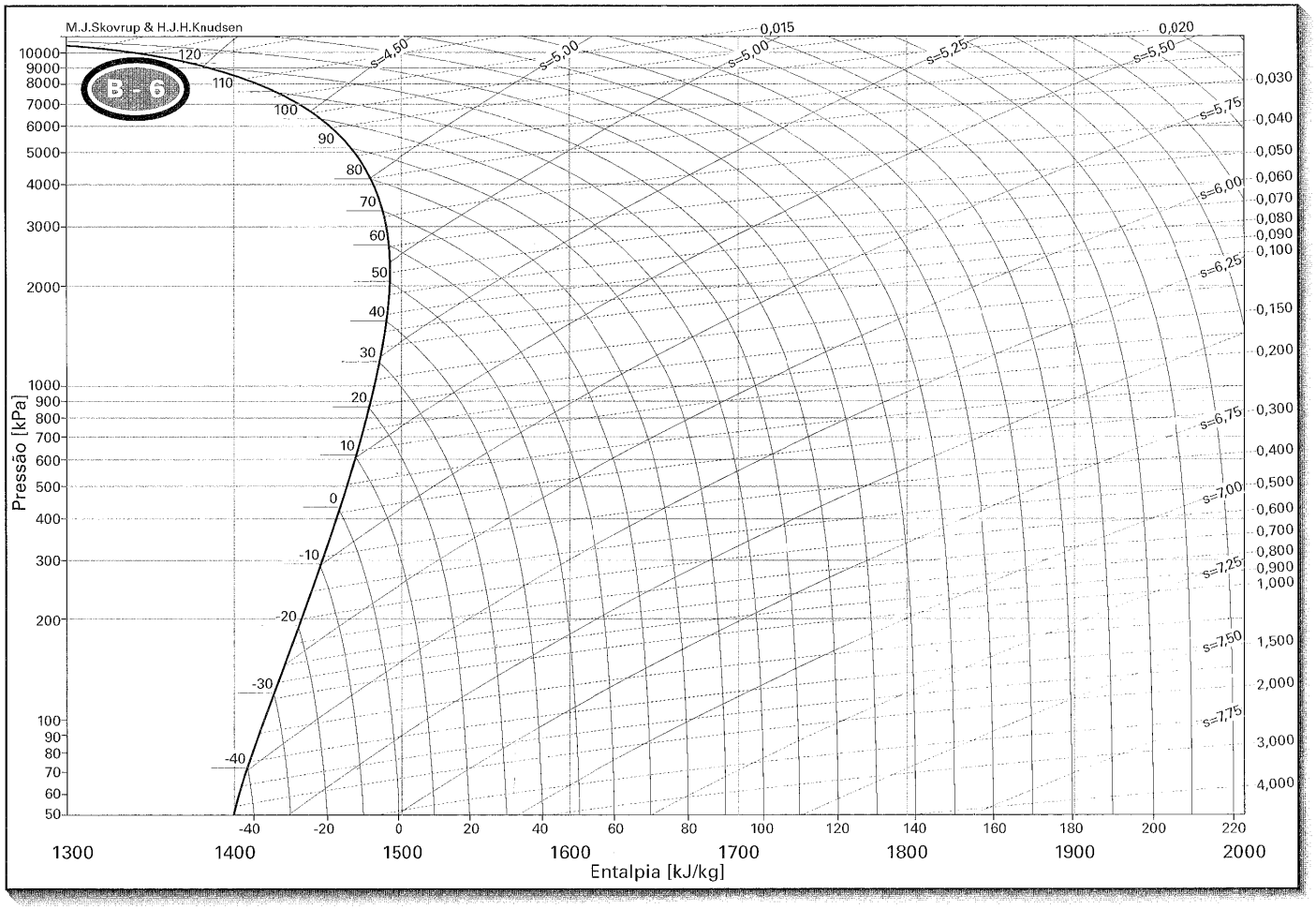

B - 3
Pressão [kPa]
Entalpia [kJ/kg]
M.J.Skovrup & H.J.H.Knudsen

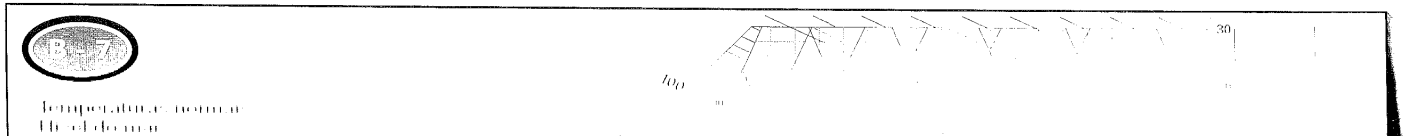

B - 4
Pressão [MPa]
Pressão [bar]
Entalpia [kJ/kg]
c.p.
líquido saturado
vapor saturado
título = 0,3
temperatura = 0°C
temperatura = −50°C
temperatura = 140°C
volume = 0,0080m³/kg
entropia = 2,20 kJ/kg·K
DuPont

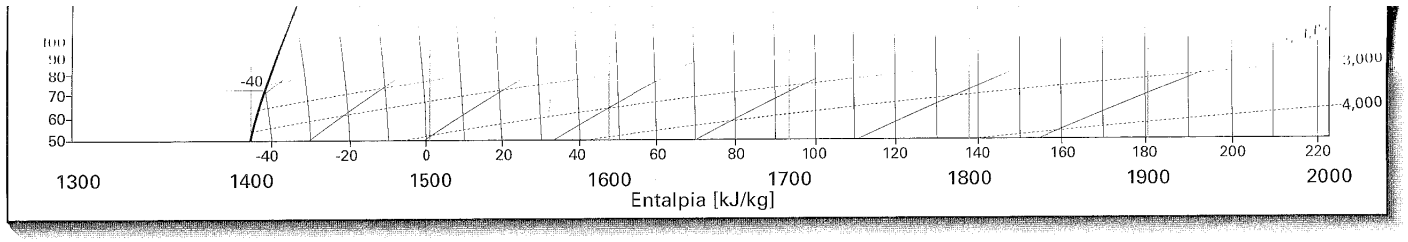

M.J.Skovrup & H.J.H.Knudsen

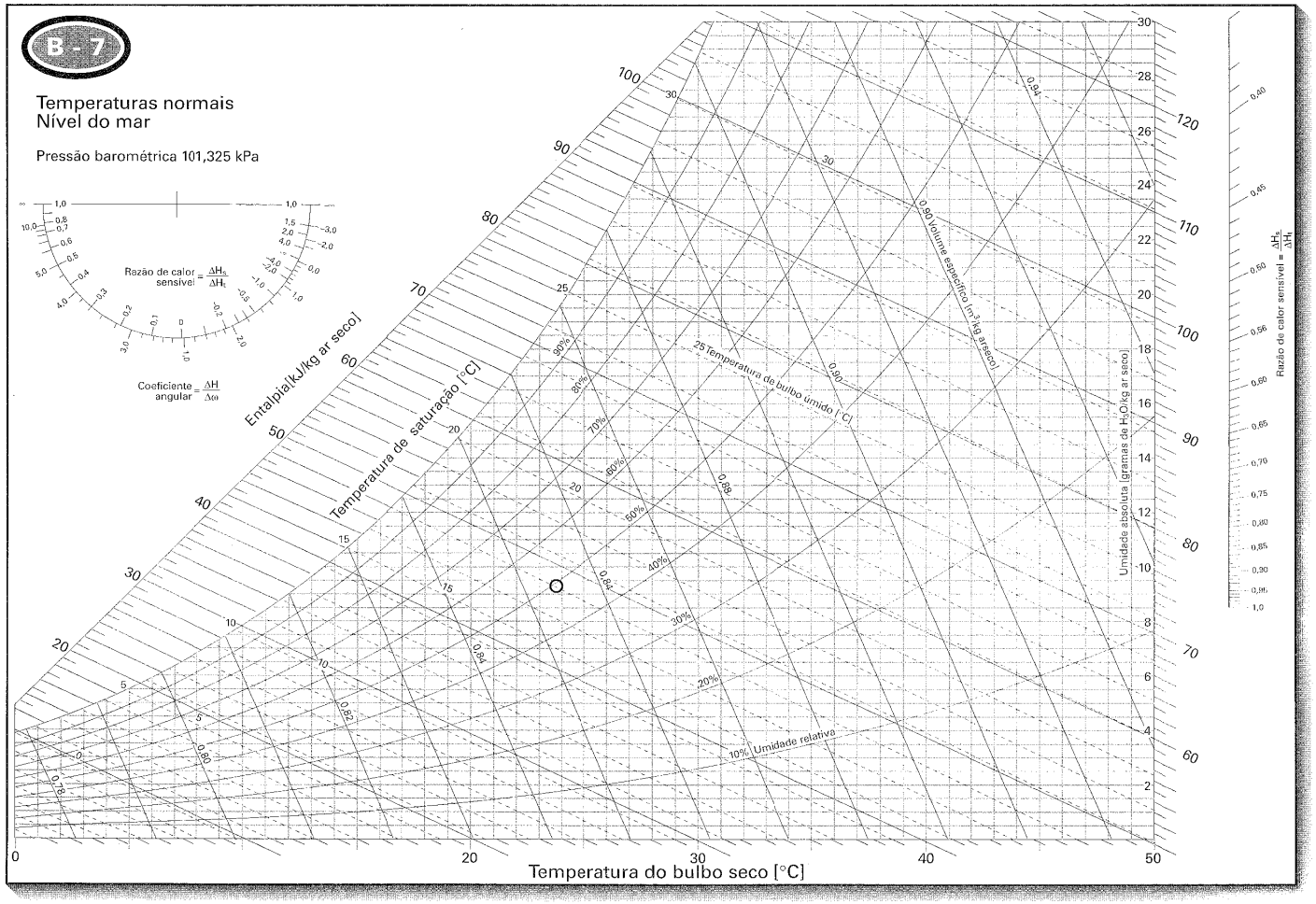

0,02
0,01
100
150
200
250
300
350
400
450
500
550
600
Entalpia [kJ/kg]
DuPont


M.J.Skovrup & H.J.H.Knudsen
B - 5
Pressão [kPa]
5000
4000
3000
2000
1000
900
800
700
600
500
400
300
200
100
140
170
200
230
260
290
320
350
380
410
440
Entalpia [kJ/kg]


M.J.Skovrup & H.J.H.Knudsen
B - 6
Pressão [kPa]
Entalpia [kJ/kg]
s=4,50
s=5,00
s=5,25
s=5,50
s=5,75
s=6,00
s=6,25
s=6,75
s=7,00
s=7,25
s=7,50
s=7,75
0,015
0,020


B - 7

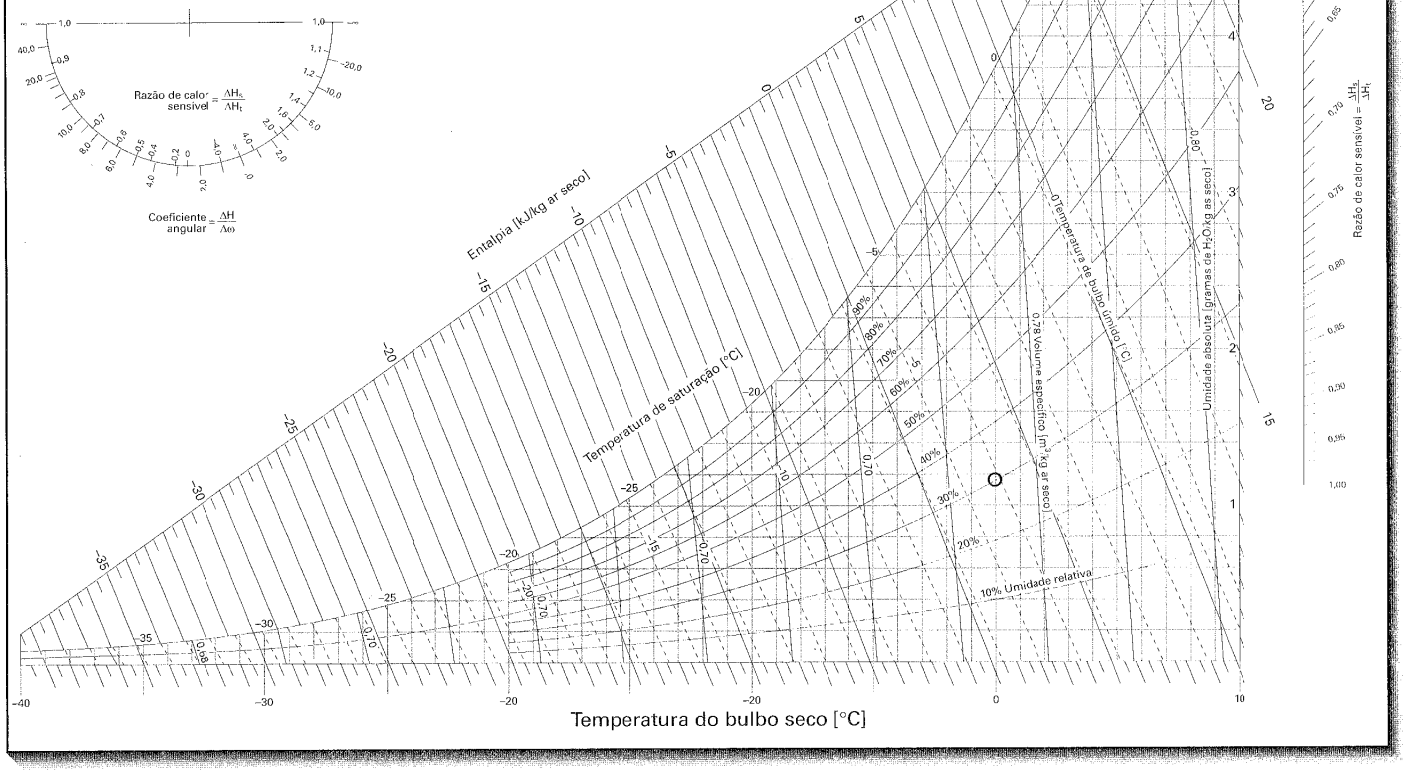

100
90
80
70
60
50
-40
-40
-20
0
20
40
60
80
100
120
140
160
180
200
220
1300
1400
1500
1600
1700
1800
1900
2000
Entalpia [kJ/kg]
3,000
4,000

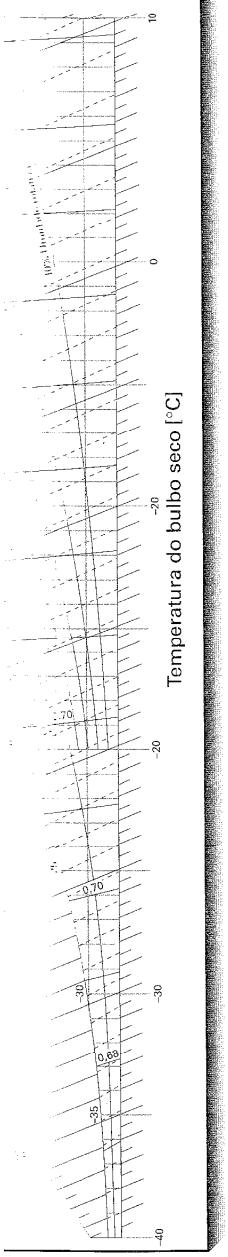

B - 7
Temperaturas normais
Nível do mar
Pressão barométrica 101,325 kPa
Razão de calor sensível = ΔHs / ΔHt
Coeficiente angular = ΔH / Δω
Entalpia[kJ/kg ar seco]
Temperatura de saturação [°C]
0,90 Volume específico [m³/kg ar seco]
25 Temperatura de bulbo úmido [°C]
Umidade relativa
Umidade absoluta [gramas de H2O/kg ar seco]
Razão de calor sensível = ΔHs / ΔHt
Temperatura do bulbo seco [°C]
0
20
30
40
50

B - 8

Baixas temperaturas –40°C a +10°C
Nível do mar

Pressão barométrica 101,325 kPa





ÍNDICE

aberto, compressor do tipo, 67, 194
ação direta, válvula reguladora de pressão de, 241
acumulador, linha de aspiração, 265
adiabático (a),
  compressão, 49, 80, 97
  processo, 19
água, remoção, 5
água, tratamento, condensadores, 215
água, condensadores resfriados a, 193, 196
aletas, espaçamento, 150
aletas, serpentinas de ar, 119
alimentação,
  controle da, 145
  refrigerante líquido, 145
alimentação pelo fundo, 171
alívio,
  dimensionamento de válvulas de, 299
  dispositivos de, 297
alternativo(a),
  compressor, 68, 69, 99, 108
  compressores, aplicações, 92
amônia, 17, 286
  descarga, 304
  comparada aos halogenados, 286
amônia, resposta fisiológica, 283
ANSI, 292
ANSI/ASHRAE, norma 15/1992, 292
anticongelante, operação de serpentinas com, 159
aquecedores, carter, 88
ar, seco, 122
ar, condensador resfriado a, 193, 199
ar, escoamento,
  resistência, 147
  taxa de redução, 203
  vazão, 203
ar,
  compressão, 50
  propriedades, 121
  umidade absoluta, 122
  velocidade, 119
armazenamento,
  alimentos não congelados, 2
  vegetais, 3
ASHRAE, 292
  Handbook, 170, 171
ASME, norma para tubulações pressurizadas, 294
azeotrópicos (as),
  misturas, 272, 273
balanceamento, válvulas, 237
bomba de calor, desempenho, 26
bomba de calor, Carnot, 26
bombas,
  abertas, 177
  centrífugas, 174
  de engrenagens, 174
  mecânicas, 00
bombeamento de gás, análise, 182
bombeamento mecânico, 166
borrifamento de água, taxa (vazão), 203
bulbo úmido, temperatura, 123, 196, 197, 201, 203
calor,
  coeficiente de transferência, 115
  resistência à transferência, 148
calor sensível, 134
câmaras, proteção contra incêndios, 303
capacidade, controle de, 88, 101
capacidade, frigorífica, 35, 71, 72, 74
capacidade de operação, compressor, 88
carga,
  perda, 219
  perda em fluídos, 219

perda em válvulas, 236
cargas parciais, desempenho a, 101
Carnot, ciclo, 19, 21, 26
carta, psicrométrica, 121, 125
cascata, sistema, 63
ciclo, análise, entalpia, 32
ciclo, desempenho, 278
códigos, segurança, 292
coeficiente de desempenho, bomba de calor, 26
coeficiente de eficácia (COP), 23, 82
compressão,
de ar, 50
em múltiplos estágios, 44
seca, 35
úmida, 35
compressor,
conversão, 106
desempenho, 77
eficiência, 89
potência, 73
relação entre pressões, 76
seleção, 97
seleção, ARI, 84
compressor,
aberto, 67
alternativo, 67, 69, 99, 108
de funções múltiplas, 90
hermético, 67
parafuso, 94, 108
parafuso simples, 109
relação entre volumes variável, 103
tipos, 67
compressor, 60
condensação, tubos, 191
condensação,
coeficiente de transferência de calor, 189, 191
processo de, 189
temperatura de, 74, 82, 99
condensação, 189
condensador,
capacidade, 201
evaporativo, 199
operação durante o inverno, 205
purga de ar, 207
resfriado a água, 193
resfriado a ar, 193
resfriamento, suplementar, 215
tratamento de água de, 215
tubulação, 209, 213
condensadores, 188
condicionamento de ar, industrial, 1, 6
congelado, alimento, 3
constantes, SI, 13
controle, capacidade, 88, 101
controle, nível de líquido, 243
controles, refrigerante, 235
conversão,
compressor, 106
entalpia, 11
entropia, 12
temperatura, 10
unidades SI, 13
COP, elevado, 24
COP, 23, 82
criogenia, 2
custos, refrigerante, 286
degelo, linhas de gás quente, 226
degelo, 149, 151
descarga, temperatura, isoentrópico(a), 50
descarga, amônia, 304
descarga,
capacidade, 299
linhas, 226
temperatura, 87
desempenho, dados, compressor, 77, 78
desempenho,
cargas parciais, 101
ciclos, 278
condensador, 201
serpentina de, 129
ventilador, 140
dimensionamento, válvulas de alívio, 300
duplo estágio, compressão, 44, 49, 57, 63
duplo estágio, sistemas, 252
ebulição, refrigerantes, 120
eficiência, de compressão adiabática, 80
elevação, trecho em
linha de aspiração, 232
linha de líquido, 226, 230
energia, regime permanente, 28
entalpia,
análise de ciclo, 32
conversão, 11
entalpia,
líquido saturado, 32

de água de, 215
, 213
, 158
de ar, industrial,

mento, 3
dade, 88, 101
de líquido, 243
gerante, 235

106

10
13

ente, 286
de gás quente, 226
eratura,
a , 50
mia, 304

, 249

87
dos, compressor,

ais, 101

201
de, 129
ão, válvulas de

compressão, 44,

sistemas, 252
gerantes, 120
compressão
, 81
em
ração, 232
ido, 226, 230
e permanente, 28

do, 32

rado, 32

vapor saturado, 32
entropia, conversão, 12
espaço nocivo, 69
específico, volume, 13
estabilização a frio, 4
estágios múltiplos,
compressão em, 44, 63
sistemas de, 63
estrangulamento, válvula, 40, 45
evaporação,
pressão, 40
temperatura, 55, 71, 73, 82, 99, 162
evaporador,
capacidade, 232
inundado, 145, 256
evaporador, 112, 120, 127, 162
evaporadores, 165
evaporativo, condensador, 199
expansão, direta, 120
expansão, direta em sistemas de halogenados, 232
expansão,
processo, 38
válvula, 40, 145, 237, 245
externa, válvula reguladora de pressão de compensação, 241
fermentação, 4
fisiológica, resposta à amônia, 283
flash, gás, 44
remoção, 54
flash, tanque de, 264
fluido, perda de carga, 219
fusível, plugue, 298
gás quente, degelo, 151
gravidade e separação, 257
halogenado, sistema expansão direta, 232
halogenados, comparados à amônia, 286
hermético, compressor, 67, 94
I-P, conversão de unidades, 10
IIAR, 291
incêndio, proteção câmara refrigerada, 303
inclinação, tubos, 226
inundado, evaporador, 262
inundado, 145
isoentrópica, compressão, 50, 73, 97
isoentrópica, temperatura de descarga, 53
latente, calor, 137
linha reta, lei da, 125, 137, 158, 196
líquido,
controle de nível, 243
elevação da linha de, 226
reservatórios de, 253
líquido/vapor, linhas, 230
lubrificação, 878
Martinelli, correlação, 230
massa,
transferência de, 196
vazão, 71, 74
Moody, gráfico de, 220
motor, ciclo, 19, 38
motor, seleção, 107
não azeotrópica, mistura, 273
neve, serpentina, 147
nível, sensor de, 243
nomenclatura, de refrigerantes, 272
Nusselt, 189
Ohm, lei de, 116
óleo,
injeção, 103
resfriamento de, 87, 103
p-h, diagrama, 13
parafuso, compressor, 35, 93, 108
parafuso simples, compressor, 109
pilotada, válvula, 240, 241
plugue, fusível, 298
potássio, bitartarato, 4
potência, compressor, 73, 76
pressão,
condensação, 40
evaporação, 40
projeto, 294
saturação, 276
pressão,
diferença de, 83
entalpia, diagrama, 13
válvula de alívio de, 298
válvula limitadora de, 298
válvula reguladora de, 241
pressão de gás, válvula operada por, 240
pressão de gás, bombeamento por, 178
pressão intermediária, 55, 57, 60, 106
processamento, alimentos, 4
propriedades, refrigerantes. 17
propriedades físicas, refrigerantes, 276

psicrométrica, carta, 121, 125, 135
purga, ar, 208
razão de rejeição de calor, 192
recirculação,
  razão (taxa), 168
  sistemas, líquido, 165
recirculação de líquido, seleção, 186
redução, vazão de ar, 203
refrigeração,
  capacidade de, 72, 74, 99
  carga de, 112
refrigeração
  indústria da construção, 6
  indústria de processos, 7
  indústria química, 7
  manufatura, 6
refrigerante(s),
  alimentação de, 171
  compatibilidade, 283
  detecção de fugas, 304
  ebulição, 120
  nomenclatura, 272
  propriedades, 17
  propriedades físicas, 276
  segurança, 280
  seleção, 270
regime permanente, energia, 28
regulação, capacidade, 88, 92, 101
relação entre pressões, compressor, 83, 97
remoção, gás de "flash", 44
rendimento volumétrico, 69, 78, 99
reservatórios(vasos, tanques),
  desempenho, 265
  dimensionamento, 267
reservatórios(vasos, tanques), 293
resfriador de líquido, 112, 159
resfriador intermediário, 50, 264
resfriamento, de óleo, 87, 103
resfriamento intermediário, 49, 55
Reynolds, número, 220
saturação,
  pressão de, 276
  temperatura de, 276
seca, compressão, 35
secagem por congelamento, 5
segurança, 292
  normas de, 291
  plano de, instalações, 306
seleção de,
  compressores, 60
  motores, 107
separação, velocidades de, 258
separação, líquido/vapor, 256
separador, de líquido para evaporador inundado, 262
separadores de líquido, 262, 263
serpentina,
  desempenho, 129
  localização, 143
  neve, 147
  selecionamento, 131, 148
serpentina de ar, evaporador, 112
serpentinas, 172
  número de, 143
SI,
  constantes, 13
  conversão de unidades, 10
  unidades, 8
solenóide, válvula de, 239
solução de glicol, 157
superaquecido, propriedades, 19
superaquecido, vapor, 90, 156
superaquecimento, redução, 194
superaquecimento, efeitos, 84
superior, alimentação de refrigerante, 171
tanque,
  alta pressão, 261
  baixa pressão, 263
  pressão controlada, 181
temperatura,
  condensação, 82, 99
  descarga, 87
  evaporação, 82, 99
  saturação, 276
termodinâmica,
  fundamentos, 28
  refrigerantes, propriedades, 17
termostática, válvula, 40, 245
TLV, valores, 282
torres de resfriamento, 196
trabalho,
  compressão, 73
  líquido, 21
tubo, interior, condensação no, 191
tubos, arranjo em condensadores, 209, 213
tubos, dimensionamento, 225
tubulação,

[illegible]lações, 306

[illegible] 60

[illegible]dades de, 258
[illegible] vapor, 256
[illegible]do para
[illegible]undado, 262
[illegible]quido, 262, 263

[illegible] 129
[illegible] 143

[illegible] 131, 148
[illegible] evaporador, 112
[illegible]
[illegible] 143

[illegible]
[illegible]nidades, 10
[illegible]
[illegible] de, 239
[illegible] 157
[illegible]propriedades, 19
[illegible]apor, 90, 156
[illegible] redução, 194
[illegible] efeitos, 84
[illegible]ação de
[illegible]

[illegible] 261
[illegible] 263
[illegible]lada, 181

[illegible] 82, 99
[illegible]
[illegible] 82, 99
[illegible]
[illegible]
[illegible] 28
[illegible] propriedades,

[illegible]ula, 40, 245
[illegible]
[illegible]mento, 196

[illegible] 73

[illegible]ndensação no,

[illegible] condensadores,

[illegible]amento, 225

condensador, 209
condensadores em paralelo, 213
tubulações pressurizadas, códigos ASME, 294
U, valor(es), 115, 119
úmida, compressão, 35
umidade, controle da, 135
umidade absoluta, do ar, 122
válvula de gaveta, 236
válvula de globo, 236
válvula de retenção, 238, 295
válvula(s),
perda de carga, coeficientes, 236
seleção, 250
válvulas, tipos, 235
balanceamento, 237
bloqueio manual, 235
expansão, 38, 237, 245
expansão manual, 237
expansão termostática, 245
operada por pressão de gás, 240
pilotada, 240
solenóide, 239
válvulas, pressão,
limitadora de, 297
redutora de, 181
reguladora de, 181, 241
alívio de, 297
vapor, superaquecido, 90
vapor,
ciclo de compressão, 35, 40
válvula de alívio, 298
vazamentos, detecção, 304
vazão,
compressor, 62
em massa, 71, 74
vegetais, armazenamento, 3
ventilação,
de casa de máquinas, 301
normas, 301
ventilador,
desempenho, 140
motor do, 142
seleção, 140
viscosidade, glicol, 160
volumétrico, rendimento, 69, 78, 99